

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

**Návrh pohonu plošinového akumulátorového vozu**

**Driving unit design for battery flat wagon**

Student:

Bc. Jiří Otáhal

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D

Ostrava 2010

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jiří Otáhal**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 30 Zemní a stavební stroje  
Téma: **Návrh pohonu plošinového akumulátorového vozu**  
**Driving Unit Design for Battery Flat Wagon**

### Zásady pro vypracování:

Navrhněte pohon elektrického plošinového akumulátorového vozu určeného k přepravě výrobků a materiálů převážně uvnitř výrobních hal pro dané parametry: nosnost vozu 20 000 kg; ložná plocha 6.000 x 2.000 mm a rychlost pojezdu 5 km/hod. Pohon musí mít možnost regulace rychlosti pojezdu, zajištěna by měla být rovněž rekuperace energie při brzdění a reverzace pojezdu. Bližší specifikaci provozních podmínek a parametrů určí zadavatel – Vítkovice Mechanika, a.s. Vyhotovte výkresovou dokumentaci předmětných uzlů. Výkresová dokumentace by měla být v rozsahu 2x A0 (popř. jejich ekvivalent). Práce by měla být v rozsahu min. 40 stran textu.

### Seznam doporučené odborné literatury:

JERÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119 s.  
KOPÁČEK, J. *Pohony a převody*. Ostrava: Ediční středisko VŠB-TU, Ostrava 2000. 211 s.  
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.  
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 18.12.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

### **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně všech příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....

.....

podpis

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do její skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů. Bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě.....

.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Jiří Otáhal

Adresa trvalého pobytu autora práce: Luká 116

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bc. OTÁHAL, J. Návrh pohonu plošinového akumulátorového vozu. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2010, 64 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Fries, J. Ph.D.

Diplomová práce se zabývá návrhem pohonu plošinového vozíku, určeného k přepravě výrobků a materiálů převážně uvnitř hal. Pohon plošinového vozíku je přes převodovku zajištěn elektromotorem napájeným z baterií a regulovaným pomocí regulace umožňující rekuperaci. Po dohodě se zadavatelem diplomové práce je její součástí i návrh rámu a brzdového systému. Všechny komponenty jsou navrženy na základě zadaných parametrů, a to požadované nosnosti, rychlosti pojezdu a rozměrů ložné plochy. Výkresová dokumentace v rozsahu 2x A0 je vytvořena v grafických systémech AutoCad a Inventor. Model je vytvořen v systému Inventor. Veškeré výpočty jsou provedeny dle uvedené literatury nebo s použitím uvedených programů.

## ANOTATION OF MASTER THESIS

Bc. OTÁHAL, J. Driving Unit Design for Battery Flat Wagon. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2010, 64 p. Thesis head: doc. Ing. Fries, J. Ph.D.

Master thesis is dealing with designed drive flat wagon, designed to transport products and materials, mostly inside buildings. Drive flat wagon is ensured through gear-box of electric motor, power from batteries and regulated by regulations with recuperation. After agreement with the submitter, design frame and brake system is part this master thesis. All components are designed on the basis of given parameters, and the load, speed and dimensions of the porch of the loading area. Design documentation in the range 2 x A0 is created in graphic systems AutoCad and Inventor. The model is created in the system Inventor. All calculations are made according to the literature or using those programs.

## Obsah diplomové práce

Seznam použitého značení .....	7
1 Úvod.....	16
2 Cíle diplomové práce .....	17
3 Návrh dvojkolí .....	18
3.1 Stanovení maximálních sil působících na dvojkolí.....	20
3.2 Výpočet maximálních momentů a napětí v nápravě .....	24
3.3 Kontrola nebezpečných průřezů nápravy na únavový lom .....	27
4 Kontrola životnosti ložisek nápravy .....	29
5 Určení potřebného výkonu a typu elektromotoru .....	33
5.1 Kinematika vozu při zrychlení .....	33
5.2 Návrh výkonu a typu elektromotoru .....	34
6 Určení potřebného typu a velikosti mezinápravové převodovky .....	36
6.1 Stanovení potřebné velikosti převodovky .....	36
6.2 Návrh a kontrola výstupního hřídele.....	37
7 Návrh spojovacích hřídelů .....	41
8 Návrh napájecího akumulátoru .....	43
9 Návrh regulace (regulátoru).....	45
9.1 Návrh typu regulace .....	45
9.2 Návrh ovladačů (joysticků) regulace .....	46
9.3 Příslušenství regulace .....	47
10 Návrh rámu .....	48
10.1 Návrh podélných nosníků rámu .....	49
10.2 Návrh příčných nosníků rámu .....	52
11 Návrh brzdového systému .....	54
12 Závěr .....	57
13 Seznam použitých pramenů .....	58
Přílohy.....	59

**Seznam použitého značení**

Označení	Název	Jednotka
$B_{kot}$	Šířka brzdového kotouče	[mm]
$B_L$	Šířka ložiska	[mm]
$C$	Základní dynamická únosnost ložiska	[N]
$D_b$	Průměr válcového břemene	[mm]
$D_{br}$	d'Alambertova brzdná síla	[N]
$D_{brbř}$	d'Alambertova brzdná síla působící na břemeno	[N]
$D_{dr}$	Vnější průměr drážkování	[mm]
$D_{k2}$	Průměr roztečné kružnice hnaného kola převodovky	[mm]
$D_{kot}$	Průměr brzdového kotouče	[mm]
$D_L$	Průměr vnějšího kroužku ložiska	[mm]
$D_{od}$	Odstředivá síla	[N]
$D_{odbř}$	Odstředivá síla působící na břemeno	[N]
$D_{odpř}$	Odstředivá síla působící na přední nápravu	[N]
$D_{sdr}$	Střední průměr profilu drážek	[N]
$F_a$	Axiální síla v kuželovém soukolí převodovky	[N]
$F_{br}$	Brzdná síla na brzdovém kotouči	[N]
$F_{dr}$	Obvodová síla na středním průměru profilu drážek	[N]
$F_{kol}$	Síla působící na dvojkolí při zrychlování vozu	[N]
$F_r$	Radiální síla v kuželovém soukolí převodovky	[N]
$F_{stř}$	Síla střadačů brzdové jednotky	[N]
$F_t$	Tečná síla v kuželovém soukolí převodovky	[N]
$F_{vl}$	Výsledná radiální síla v levém ložisku	[mm <sup>3</sup> ]

Návrh pohonu plošinového akumulátorového vozu

$F_x$	Síly v ose x	[N]
$F_{xl}$	Radiální síla v levém ložisku v ose x	[N]
$F_{xp}$	Radiální síla v pravém ložisku v ose x	[N]
$F_y$	Síly v ose y	[N]
$F_{yl}$	Radiální síla v levém ložisku v ose y	[N]
$F_{yp}$	Radiální síla v pravém ložisku v ose y	[mm <sup>3</sup> ]
$F_z$	Síly v ose z	[hod]
$G$	Tíha vozíku s břemenem	[N]
$G_{bř}$	Tíha břemene	[N]
$I_{RMS}$	Proudová zatížitelnost (po dobu 2 min.)	[A]
$L_{10h}$	Základní hodinová životnost ložiska	[hod]
$La$	Maximální vyrovnání délky kardanu	[mm]
$L_h$	Modifikovaná životnost dle ZKL	[hod]
$Lz_1$	Délka kratšího spojovacího hřídele	[mm]
$Lz_2$	Hmotnost delšího spojovacího hřídele	[mm]
$M$	Ohybové momenty	[Nm]
$M_a$	Ohybový moment působící na nápravu od síly $F_a$	[Nm]
$M_{dB}$	Referenční krouticí moment	[Nm]
$M_{dG}$	Maximální krouticí moment	[Nm]
$Mk_{max}$	Maximální brzdny moment na brzdovém kotouči	[Nm]
$Mk_{přm}$	Potřebný výstupní krouticí moment mezinápravové převodovky	[Nm]
$Mk_{přmax}$	Maximální výstupní krouticí moment mezinápravové převodovky	[Nm]
$Mk_{xl}$	Krouticí moment působící na nápravu od síly $R_{xl}$	[Nm]
$Mk_{xp}$	Krouticí moment působící na nápravu od síly $R_{xp}$	[Nm]



Návrh pohonu plošinového akumulátorového vozu

$M_{O_{brbř}}$	Přídavný ohybový moment od síly $D_{brbř}$	[Nm]
$M_{O_{max}}$	Maximální ohybový moment na hřídeli od brzdné síly	[Nm]
$M_{O_{pol}}$	Ohybový moment v podélném nosníku	[Nm]
$M_{O_{př}}$	Ohybový moment v příčném nosníku	[Nm]
$M_{O_{vmax}}$	Maximální výsledný ohybový moment	[Nm]
$M_{O_{xmax}}$	Maximální ohybový moment v rovině x-z	[Nm]
$M_{O_{ymax}}$	Maximální ohybový moment v rovině y-z	[Nm]
$M_{zpř}$	Ohybový moment působící na nápravu od síly $R_{zpř}$	[Nm]
$P_{dv}$	Potřebný výkon ve dvojkolí	[W]
$P_e$	Ekvivalentní zatížení ložiska	[N]
$P_M$	Potřebný výkon elektromotoru	[W]
$P_{max}$	Maximální přenositelný výkon převodovkou	[kW]
$P_{Ms}$	Výkon motoru	[kW]
$P_{RMS}$	Výkonová zatížitelnost (po dobu 2 min.)	[kVA]
$P_u$	Mezní únavové zatížení ložiska	[N]
$Q$	Hmotnost břemene	[kg]
$Q_i$	Nosnost náprav	[kg]
$R$	Poloměr projížděného oblouku	[m]
$R_e$	Mez kluzu	[MPa]
$R_{pol}$	Reakční síla v podélném nosníku	[N]
$R_{xl}$	Reakční síla v levém kole předního dvojkolí v ose x	[N]
$R_{xp}$	Reakční síla v pravém kole předního dvojkolí v ose x	[N]
$R_{xpř}$	Reakční síla působící na přední dvojkolí v ose x	[N]
$R_{xzad}$	Reakční síla působící na zadní dvojkolí v ose x	[N]

Návrh pohonu plošinového akumulátorového vozu

$R_{yl}$	Reakční síla v levém kole předního dvojkolí v ose y	[N]
$R_{yp}$	Reakční síla v pravém kole předního dvojkolí v ose y	[N]
$R_{ypř}$	Reakční síla působící na přední dvojkolí v ose y	[N]
$R_{yzad}$	Reakční síla působící na zadní dvojkolí v ose y	[N]
$R_{zpr}$	Reakční síla působící na přední dvojkolí v ose z	[N]
$R_{zzad}$	Reakční síla působící na zadní dvojkolí v ose z	[N]
$S_{pr}$	Pracovní plocha brzdového obložení brzdové jednotky	[cm <sup>2</sup> ]
T	Těžiště naloženého vozíku	-
$T_{bř}$	Těžiště válcového břemene	-
$U_B$	Napájecí napětí baterie	[V]
$U_{Br}$	Rozsah napájecího napětí baterie pro regulaci	[V]
$U_{max}$	Maximální napětí motoru	[V]
$W_o$	Průřezový modul zvoleného profilu	[mm <sup>3</sup> ]
$W_{opol}$	Minimální průřezový modul podélného nosníku	[mm <sup>3</sup> ]
$W_{opř}$	Minimální průřezový modul příčného nosníku	[mm <sup>3</sup> ]
X	Koeficient radiálního zatížení ložiska	-
Y	Koeficient axiálního zatížení ložiska	-
a	Zrychlení na rychlost v	[m·s <sup>-2</sup> ]
$a_1$	Součinitel pravděpodobnosti poruchy	-
$a_{23}$	Koeficient materiálu, maziva, technologie výroby a provozních podmínek	-
$a_{br}$	Zpomalení vozu	[m·s <sup>-2</sup> ]
$a_h$	Rameno působíště brzdné síly od dutého hřídele	[mm]
b	Tloušťka příruby kardanu	[mm]

Návrh pohonu plošinového akumulátorového vozu

$b_h$	Délka dutého hřídele	[mm]
$d_1$	Vnější průměr příruby kardanu	[mm]
$d_{1n}$	Průměr nápravy pod nábojem kola	[mm]
$d_2$	Roztečná kružnice šroubů kardanu	[mm]
$d_{2n}$	Průměr nápravy pod ložisky rámu	[mm]
$d_3$	Průměr osazení příruby kardanu	[mm]
$d_{3n}$	Průměr dříku nápravy	[mm]
$d_4$	Průměr díry pro šroub kardanu	[mm]
$d_{4n}$	Průměr nápravy pod ložisky převodovky	[mm]
$d_6$	Vnější průměr trubky spojovacího hřídele kardanu	[mm]
$d_7$	Rotační průměr kardanu	[mm]
$d_{dr}$	Vnitřní průměr drážkování	[mm]
$d_{dv}$	Průměr styčných kružnic kol dvojkolí	[mm]
$d_L$	Průměr vnitřního kroužku ložiska	[mm]
$d_m$	Střední průměr ložiska	[mm]
$d_{vd}$	Vnitřní průměr výstupního dutého hřídele	[mm]
$f$	Sražení hran drážek	[mm]
$f'$	Účinná plocha drážek	[mm <sup>2</sup> ]
$f_r$	Frekvenční rozsah	[Hz]
$h_G$	Vzdálenost těžiště vozu od temena kolejnice	[mm]
$i_{dv}$	Převodový poměr převodovky	[mm]
$i_{přm}$	Převodový poměr mezinápravové převodovky	-
$k_{ef}$	Efektivní počet nosoucích zubů	-
$k_{kh}$	Bezpečnost výstupního hřídele v krutu	-

Návrh pohonu plošinového akumulátorového vozu

$k_n$	Bezpečnost nebezpečného průřezu nápravy	-
$k_{oh}$	Bezpečnost výstupního hřídele v ohybu	-
$k_s$	Součinitel bezpečnosti	-
$k_{skpol}$	Skutečná bezpečnost v ohybu podélného nosníku	-
$k_{skpol}$	Skutečná bezpečnost v ohybu příčného nosníku	-
$l$	Délka ložné plochy	[mm]
$l_{1n}$	Vzdálenost mezi osou kola a ložiskem rámu	[mm]
$l_{2n}$	Vzdálenost mezi ložiskem rámu a převodovky	[mm]
$l_{3n}$	Vzdálenost mezi osou ložiska převodovky a kuželového kola	[mm]
$l_{4n}$	Vzdálenost mezi osou kuželového kola a ložiskem převodovky	[mm]
$l_5$	Vzdálenost mezi osami podélných nosníků	[mm]
$l_6$	Délka příčného nosníku	[mm]
$l_b$	Délka břemene	[mm]
$l_{dr}$	Délka drážkování	[mm]
$l_G$	Vzdálenost těžiště vozu od přední nápravy	[mm]
$m$	Koeficient styku ložiska	-
$m_1$	Hmotnost kratšího spojovacího hřídele	[kg]
$m_2$	Hmotnost delšího spojovacího hřídele	[kg]
$m_c$	Předpokládaná celková hmotnost vozu	[kg]
$m_L$	Hmotnost ložiska	[kg]
$m_{př}$	Hmotnost převodovky bez náplně	[kg]
$n_{kol}$	Otáčky dvojkolí při rychlosti $v$	$[\text{min}^{-1}]$
$n_{kolsk}$	Skutečné otáčky dvojkolí	$[\text{min}^{-1}]$
$n_M$	Otáčky motoru	$[\text{min}^{-1}]$

$p_{Ddr}$	Dovolený tlak v drážkách náboje	[MPa]
$p_{pr}$	Pracovní tlak v hydraulickém obvodu	[MPa]
$p_{Rk}$	Poměr rozložení sil $R_{y1}$ a $R_{yp}$	-
$p_{Rpř}$	Poměr rozložení reakcí $R_{xpř}$ a $R_{xzad}$	-
$q_k$	Součinitel vrubové citlivosti pro krut	-
$q_o$	Součinitel vrubové citlivosti pro ohyb	-
$r_{br}$	Poloměr, na kterém je vyvozen maximální krouticí moment (brzdňý)	[mm]
$r_{dv}$	Rozvor dvojkolí	[mm]
$r_{sk}$	Rozchod styčných kružnic kol dvojkolí	[mm]
$s_{br}$	Brzdná dráha vozidla	[m]
$\check{s}$	Šířka ložné plochy	[mm]
$t$	Doba rozjezdu na rychlost $v$	[s]
$t_1$	Hloubka osazení	[mm]
$t_{br}$	Čas do zastavení vozidla	[s]
$t_{pr}$	Provozní teplota brzdového obložení	[°]
$v$	Rychlost pojezdu	[mm]
$v_c$	Celkový zdvih střadačů brzdové jednotky	[mm]
$v_{pr}$	Pracovní zdvih střadačů brzdové jednotky	[mm]
$v_{sk}$	Skutečná rychlost vozu	[km·h <sup>-1</sup> ]
$z$	Počet zubů	-
$z_{\check{s}}$	Počet děr pro šrouby kardanu	-
$\alpha_k$	Tvarový součinitel pro krut	-
$\alpha_o$	Tvarový součinitel pro ohyb	-

$\beta_k$	Součinitel koncentrace napětí pro krut	-
$\beta_{\max}$	Maximální úhel kloubu	[°]
$\beta_o$	Součinitel koncentrace napětí pro ohyb	-
$\varepsilon_v$	Součinitel velikosti	-
$\eta_{dv}$	Účinnost převodovek na dvojkolí	-
$\eta_p$	Součinitel jakosti povrchu	-
$\eta_{\text{přm}}$	Účinnost mezinápravové převodovky	-
$\kappa$	Viskózní poměr	-
$\nu$	Viskozita zvoleného maziva	[mm <sup>2</sup> · s <sup>-1</sup> ]
$\nu_1$	Viskozita zaručující dostatečné mazání	[mm <sup>2</sup> · s <sup>-1</sup> ]
$\rho$	Poloměr vrubu	[mm]
$\sigma_{oc}^*$	Únavová mez pevnosti v ohybu pro skutečnou součást	[MPa]
$\sigma_{Doh}$	Dovolené napětí ve střídavém ohybu	[MPa]
$\sigma_{dpol}$	Dovolené ohybové napětí v podélném nosníku	[MPa]
$\sigma_{dpř}$	Dovolené ohybové napětí v příčném nosníku	[MPa]
$\sigma_o$	Ohybové napětí v nebezpečném průřezu nápravy	[MPa]
$\sigma_{oc}$	Únavová mez pevnosti v ohybu	[MPa]
$\sigma_{oh}$	Ohybové napětí v hřídeli	[MPa]
$\sigma_{skpol}$	Skutečné ohybové napětí v podélném nosníku	[MPa]
$\sigma_{skpř}$	Skutečné ohybové napětí v příčném nosníku	[MPa]
$\sigma_{vmax}$	Maximální redukované napětí dle HMM	[MPa]
$\tau_{kc}$	Únavová mez pevnosti v krutu	[MPa]
$\tau_{kc}^*$	Únavová mez pevnosti v krutu pro skutečnou součást	[MPa]
$\tau_{Dh}$	Dovolené napětí v krutu hřídele	[MPa]

[illegible]

## 1 Úvod

Do skupiny plošinových strojů se v současné době řadí velké množství strojů, které se však dají rozdělit do dvou základních kategorií:

Plošinové vozy tažené: do této kategorie patří dva typy vozů. Prvním typem jsou vozíky tažené ručně, jejichž nejčastější využití je v menších skladech a kancelářských prostorech při přepravě drobného materiálu. Druhým typem jsou vozy tažené jiným dopravním prostředkem, například lokomotivou, v případě velkých kolejových plošinových vozů využívaných v nákladní železniční dopravě nebo různými tahači ať už elektrickými či motorovými, užívanými například na letištích.

Plošinové vozy samohybné: do této kategorie se řadí vozy, které se pohybují pomocí vlastní síly. Nejčastěji se vyskytují elektrické vozíky, jejichž motory jsou napájené z baterií, ovšem vyskytují se i elektrické vozíky napájené z trolejí zabudovaných v podlaze hal. Z hlediska řízení se vyskytují vozíky řízené buď přímo obsluhou (nejčastěji) nebo řízené automaticky (v případě velmi častého využívání velkého počtu vozů).

Plošinové vozy dále dělíme na kolejové a kolové (Obr. 1.1). Kolové vozy jsou využívány častěji než kolejové vozy a to především z důvodu jejich velké flexibility, hodí se tedy pro využití ve většině firem. Kolejové vozy mají obvykle větší rozměry a podstatně větší nosnost než vozy kolové, jejich nevýhodou je ovšem to, že jsou limitované pouze na prostory, kde jsou vybudovány kolejové tratě. Tyto vozíky se tudíž hodí hlavně do velkých výrobních hal pro přepravu těžkých a rozměrných výrobků.



Obr. 1.1 – příklady plošinových vozíků

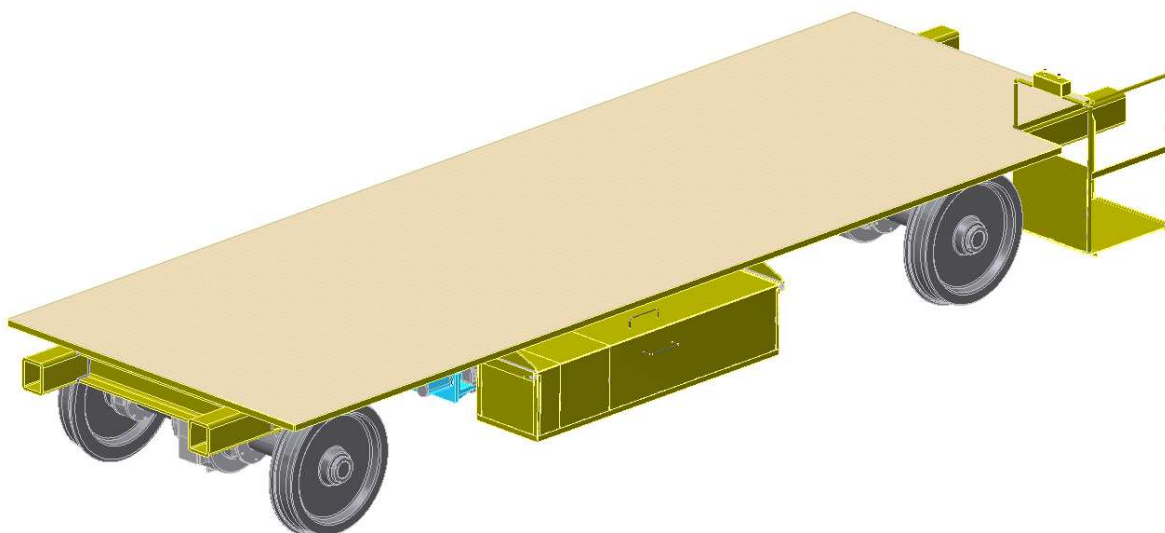


## 2 Cíle diplomové práce

V této diplomové práci se budu zabývat kolejovým akumulátorovým vozem a to především návrhem jeho pohonu. Ten by měl být řešen pomocí elektromotoru, který bude posílat výkon přes převodovku na jednu nebo obě nápravy. Dále bych měl navrhnout i vhodný typ regulace elektromotoru a napájecí baterie. Regulace by zároveň měla umožňovat rekuperaci energie při brzdění. Po dohodě se zadavatelem, budu také řešit i návrh rámu a brzdového systému kolejového vozu. Cílem je, aby daný návrh pohonu zařízení, jehož model je na Obr. 2.1, jako jedna z možných variant, splňoval požadavky uvedené v zadání diplomové práce.

Tab. 2.1 – Zadané parametry

	Označení	Hodnota	Jednotka
Nosnost vozu (hmotnost břemene)	Q	20000	[kg]
Délka ložné plochy	l	6000	[mm]
Šířka ložné plochy	š	2000	[mm]
Rychlost pojezdu	v	5	[km·h <sup>-1</sup> ]

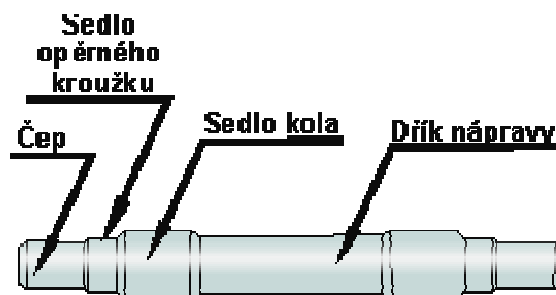


Obr. 2.1 – Model plošinového vozíku

### 3 Návrh dvojkolí

Dvojkolí je základní díl pojezdu železničních kolejových vozidel, který přenáší síly mezi vozidlem a jízdní dráhou - kolejí. Skládá se z nápravy a dvojice kol pevně nalisovaných na nápravu. Nalisování zabezpečuje stálý rozchod kol.

Základní části nápravy – na Obr. 3.1 je náčrtek nápravy, který představuje její nejrozšířenější a nejjednodušší variantu. Nápravy mohou mít další sedla mezi sedly kol, na kterých jsou nalisovány brzdové kotouče, ozubená kola nápravových převodovek nebo tlapová ložiska elektromotorů.

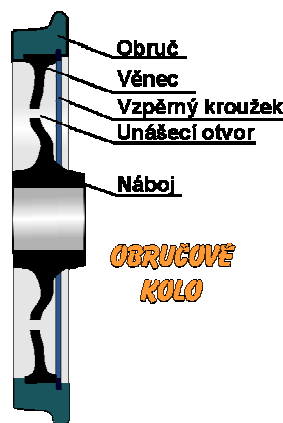


Obr. 3.1 – Náčrtek nápravy

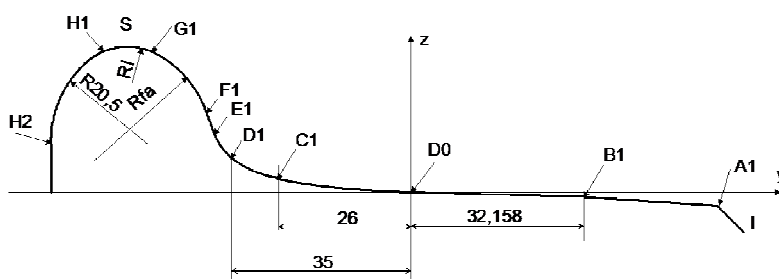
Základní části kola – rozeznáváme dva druhy kol a to kola celistvá (označovaná jako monobloky, Obr. 3.2) a kola složená (obručová, Obr. 3.3). U dnešních dvojkolí se kromě starších vozů používají kola celistvá, kola složená se používají pouze u lokomotiv. Další důležitou vlastností kola je, jaký má kolo základní jízdní profil, v dnešní době se standardně používá profil UIC – ORE (Obr. 3. 4).



Obr. 3.2 – Celistvé kolo

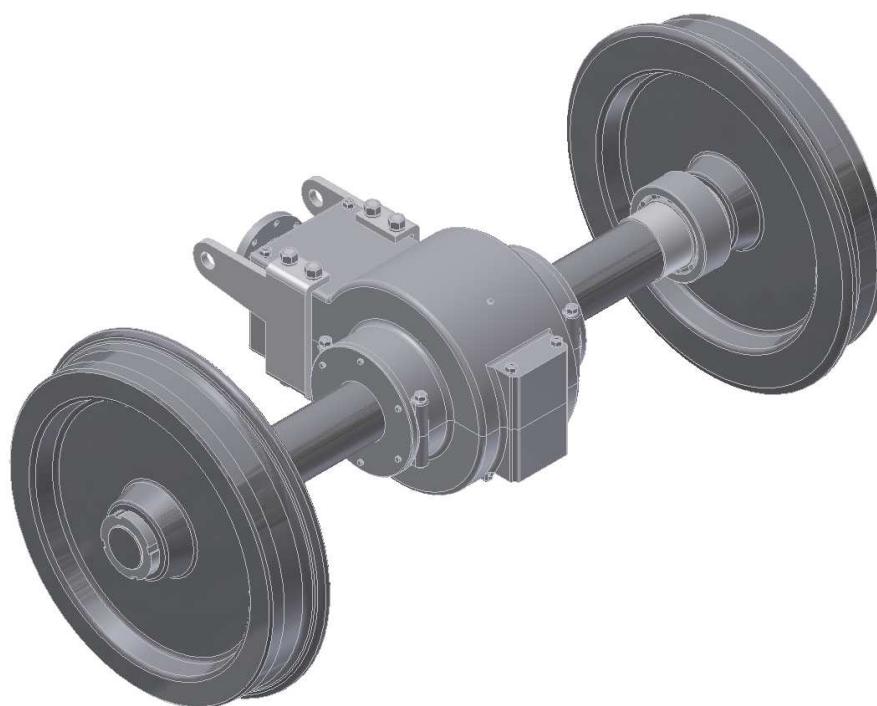


Obr. 3.3 – Obručové kolo



Obr. 3.4 – Obrys UIC-ORE

Po dohodě se zadavatelem diplomové práce použijí pro pojezd akumulátorového vozíku dvě dvojkolí (Obr. 3.5), která jsou v současné době používány pro pojezd motorových univerzálních vozíků MUV 69 a dodávanými firmou MTH Praha a.s.. Tato dvojkolí se skládají z nápravy a dvou celistvých kol nasunutých na konce nápravy a zajištěnými maticí. Přenos krouticího momentu mezi kolem a nápravou je zajištěn pomocí per. Z vnitřní strany kol jsou dále nalisována soudečková ložiska, která zachytávají veškeré zatížení mezi dvojkolím a rámem. Na střední části nápravy jsou dále nalisována dvě kuželíková ložiska kuželočelní převodovky, mezi nimiž je nalisováno hnané kolo a které zachycují prostřednictvím dělené skříně veškeré síly vznikající mezi hnaným a hnacím kolem převodovky.



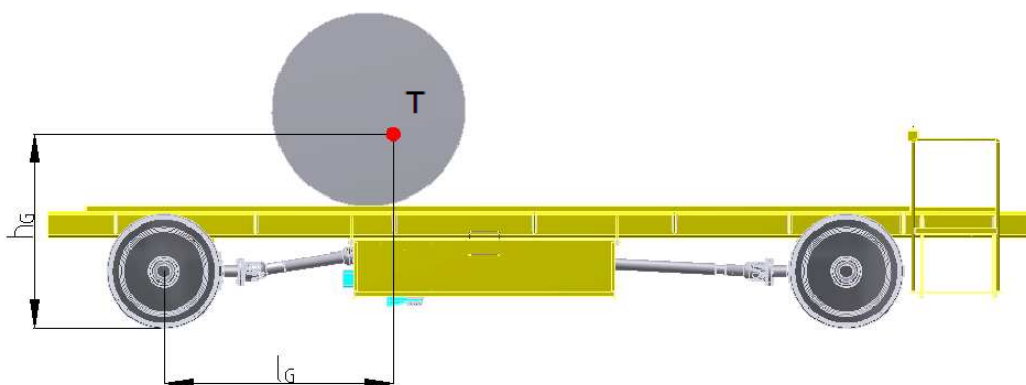
Obr. 3.5 – Dvojkolí s kuželočelní převodovkou

Tab. 3.1 – Parametry použitého dvojkolí

	Označení	Hodnota	Jednotka
Průměr styčných kružnic kol dvojkolí	$d_{dv}$	700	[mm]
Rozchod styčných kružnic kol dvojkolí	$r_{sk}$	1500	[mm]
Převodový poměr převodovky	$i_{dv}$	3,385	-
Maximální přenositelný výkon převodovkou	$P_{max}$	80	[kW]

### 3.1 Stanovení maximálních sil působících na dvojkolí

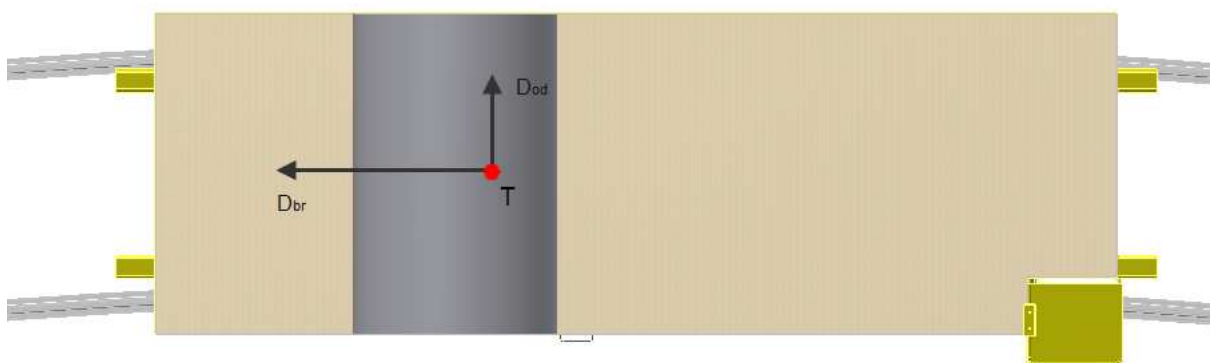
Při výpočtu maximálních sil působících na dvojkolí (Obr. 3.8, 3.9, 3.10) jsem uvažil, že vozík bude brzdít maximální brzdou silou v oblouku o poloměru  $R = 50$  [m] z maximální zadané rychlosti  $v = 5$  [km/h] (Obr. 3.7). Dále předpokládám, že maximální zatížení nápravy nastane při rozložení hmotnosti břemene  $Q = 20000$  [kg] na nápravy vozíku v poměru 13:7. Maximální zatížení jedné nápravy tedy bude  $Q_i = 13$  [t]. Pro výpočet je také potřeba zjistit těžiště loženého vozíku (Obr. 3.6) při naložení břemenem  $Q$  válcového tvaru délky  $l_b = 2000$  [mm] a průměru  $D_b = 1270$  [mm]. Pro určení těžiště se použije software Autodesk Inventor 2010.



Obr. 3.6 – Těžiště vozu s břemenem

Tab. 3.2 – Parametry potřebné pro výpočet sil

	Označení	Hodnota	Jednotka
Předpokládaná celková hmotnost vozu	$m_c$	24500	[kg]
Rychlost vozu	$v$	5	[km/h]
Maximální brzdňý moment na brzdovém kotouči	$M_{k_{max}}$	5200	[Nm]
Převodový poměr převodovky dvojkolí	$i_{dv}$	3,385	-
Vzdálenost těžiště vozu od přední nápravy	$l_G$	1712	[mm]
Vzdálenost těžiště vozu od temena kolejnice	$h_G$	1236	[mm]
Poloměr oblouku	$R$	50	[m]
Rozvor dvojkolí	$r_{dv}$	4500	[mm]



Obr. 3.7 – Síly působící na vozík při brzdění v oblouku

*Výpočet d'Alambertovi brzdné síly při brzdění:*

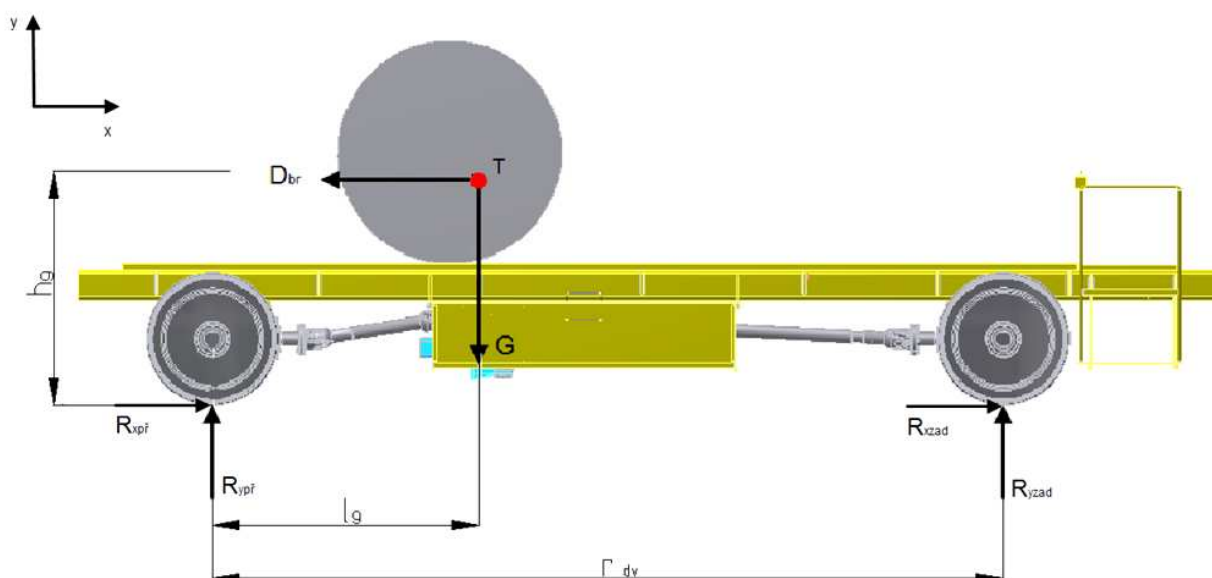
Počítáno při ideálních trakčních podmínkách, kdy brzda bude brzdit maximální silou a při tom nedojde k prokluzu kol.

$$D_{br} = \frac{2 \cdot M k_{\max} \cdot i_{dv}}{d_{dv}} = \frac{2 \cdot 5200 \cdot 10^3 \cdot 3,385}{700} = 50291,43[N]$$

*Výpočet odstředivé síly:*

$$D_{od} = \frac{m_c \cdot v^2}{R \cdot 3,6^2} = \frac{24500 \cdot 5^2}{50 \cdot 3,6^2} = 945,2[N]$$

*Výpočet reakcí na dvojkolích v rovině x-y:*



Obr. 3.8 – Reakce v jednotlivých dvojkolích v rovině x-y

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \Rightarrow R_{xpř} + R_{xzad} - D_{br} = 0 \Rightarrow R_{xpř} \\ \sum F_y &= 0 \Rightarrow R_{ypř} + R_{yzad} - G = 0 \Rightarrow R_{yzad} \\ \sum M &= 0 \Rightarrow -R_{ypř} \cdot r_{dv} + G \cdot (r_{dv} - l_G) + D_{br} \cdot h_G = 0 \Rightarrow R_{ypř}\end{aligned}$$

$$G = m_c \cdot g = 24500 \cdot 9,81 = 240345[N]$$

$$R_{ypř} = \frac{G \cdot (r_{dv} - l_G) + D_{br} \cdot h_G}{r_{dv}} = \frac{240345 \cdot (4500 - 1712) + 50291,43 \cdot 1236}{4500} = 162720,46[N]$$

$$R_{yzad} = G - R_{ypř} = 240345 - 162720,46 = 77624,54[N]$$

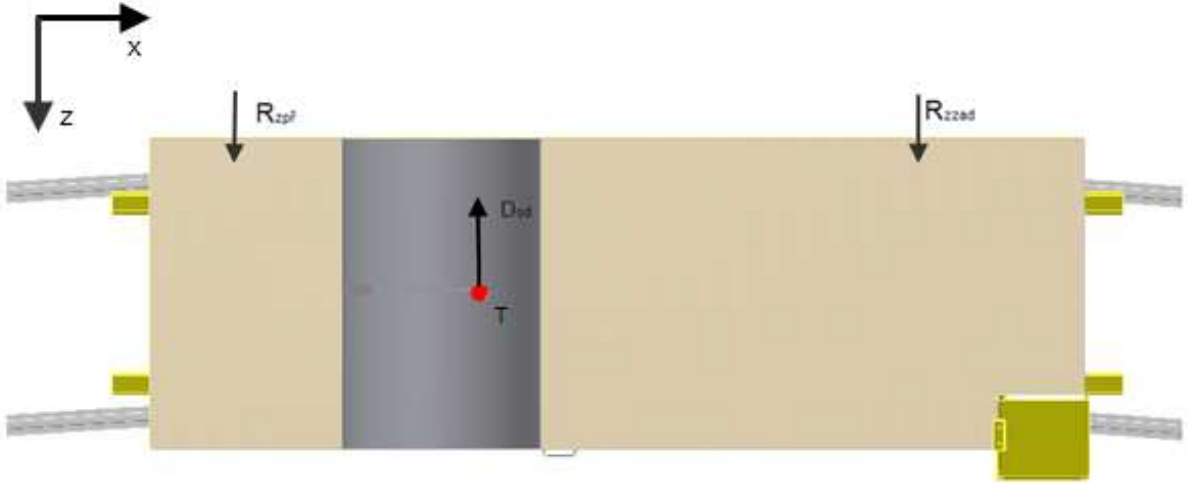
$$p_{Rpř} = \frac{R_{ypř}}{R_{yzad}} = \frac{162720,46}{77624,54} = 2,096 \quad - \text{poměr rozložení reakcí } R_{xpř} \text{ a } R_{xzad}$$

$$D_{br} = R_{xzad} + R_{xpř} = R_{xzad} + p_{Rpř} \cdot R_{xzad} = R_{xzad} \cdot (1 + p_{Rpř}) \Rightarrow R_{xzad}$$

$$R_{xzad} = \frac{D_{br}}{1 + p_{Rpř}} = \frac{50291,43}{1 + 2,096} = 16244[N]$$

$$R_{xpř} = D_{br} - R_{xzad} = 50291,43 - 16244 = 34047,43[N]$$

Výpočet reakcí v dvojkolích v rovině x-z:



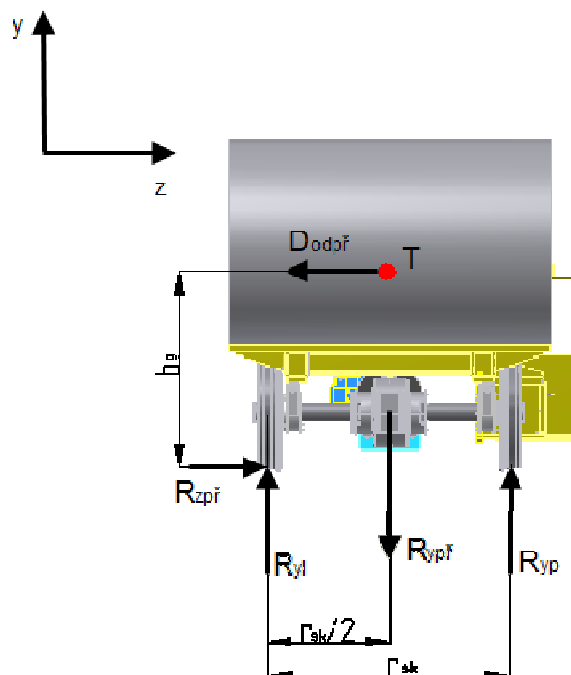
Obr. 3.9 – Reakce v dvojkolích v rovině x-z

$$\begin{aligned}\sum F_z &= 0 \Rightarrow D_{od} - R_{zpř} - R_{zzad} = 0 \Rightarrow R_{zzad} \\ \sum M &= 0 \Rightarrow R_{zpř} \cdot r_{dv} - D_{od} \cdot (r_{dv} - l_G) = 0 \Rightarrow R_{zpř}\end{aligned}$$

$$R_{zpř} = \frac{D_{od} \cdot (r_{dv} - l_G)}{r_{dv}} = \frac{945,2 \cdot (4500 - 1712)}{4500} = 585,6[N]$$

$$R_{zzad} = D_{od} - R_{zpř} = 945,2 - 585,6 = 359,6[N]$$

Výpočet reakcí v kolech předního dvojkolí:



Obr. 3.10 – Reakce v kolech předního dvojkolí

$$\sum F_z = 0 \Rightarrow R_{zpř} - D_{otpř} = 0 \Rightarrow D_{otpř} = R_{zpř}$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow R_{yl} + R_{yp} - R_{ypř} = 0 \Rightarrow R_{yl}$$

$$\sum M = 0 \Rightarrow R_{yp} \cdot r_{sk} - R_{ypř} \cdot \frac{r_{sk}}{2} + D_{otpř} \cdot h_g = 0 \Rightarrow R_{yp}$$

$$R_{yp} = \frac{R_{ypř} \cdot \frac{r_{sk}}{2} - D_{otpř} \cdot h_g}{r_{sk}} = \frac{162720,46 \cdot \frac{1500}{2} - 585,6 \cdot 1236}{1500} = 80877,7[N]$$

$$R_{yl} = R_{ypř} - R_{yp} = 162720,46 - 80877,7 = 81842,76[N]$$

$$p_{Rk} = \frac{R_{yl}}{R_{yp}} = \frac{81842,76}{80877,7} = 1,012 \text{ - poměr rozložení sil } R_{yl} \text{ a } R_{yp}$$

Vzhledem k tomu, že rozložení sil v levém a pravém kole předního dvojkolí není stejné, je rozložení sil od brzděné síly  $R_{xpř}$  v levém i pravém kole také rozdílné.

$$R_{xpř} = R_{xp} + R_{xl} = R_{xp} + p_{Rk} \cdot R_x = R_{xp} \cdot (1 + p_{Rk}) \Rightarrow R_{xp}$$

$$R_{xp} = \frac{R_{xpř}}{1 + p_{Rk}} = \frac{34047,43}{1 + 1,012} = 16922,18[N]$$

$$R_{xl} = R_{xpř} - R_{xp} = 34047,43 - 16922,18 = 17125,25[N]$$

### 3.2 Výpočet maximálních momentů a napětí v nápravě

Ohybové napětí v nápravě není způsobeno jen silami vypočtenými v bodě 3.1, ale i silami a momenty vznikajícími v kuželovém soukolí převodovky dvojkolí při brzdění. Tyto síly a momenty jsou zachytávány ložisky převodové skříně uložené na nápravě. Pro správné vyhodnocení velikosti napětí v celém průřezu je však ještě třeba dopočítat přídatné momenty, které jsou způsobeny účinky sil  $R_{zpř}$ ,  $R_{xp}$ ,  $R_{xl}$  a  $F_a$ . K vyhodnocení velikosti a průběhu napětí a momentů použiji program HŘÍDEL.

Tab. 3.3 – Parametry potřebné pro kontrolu hřídele

	Označení	Hodnota	Jednotka
Tečná síla v kuželovém soukolí	$F_t$	67907,36	[N]
Radiální síla v kuželovém soukolí	$F_r$	39724,48	[N]
Axiální síla v kuželovém soukolí	$F_a$	6575,75	[N]
Průměr roztečné kružnice hnaného kola	$D_{k2}$	350,926	[mm]
Průměr nápravy pod nábojem kola	$d_{1n}$	104	[mm]
Průměr nápravy pod ložisky rámu	$d_{2n}$	110	[mm]
Průměr dřívku nápravy	$d_{3n}$	124	[mm]
Průměr nápravy pod ložisky převodovky	$d_{4n}$	130	[mm]
Vzdálenost mezi osou kola a ložiskem rámu	$l_{1n}$	137,6	[mm]
Vzdálenost mezi ložiskem rámu a převodovky	$l_{2n}$	507,05	[mm]
Vzdálenost mezi osou ložiska převodovky a kuželového kola	$l_{3n}$	51,74	[mm]
Vzdálenost mezi osou kuželového kola a ložiskem převodovky	$l_{4n}$	158,96	[mm]



Výpočet ohybových momentů od sil  $R_{zpř}$  a  $F_a$  :

$$M_{zpř} = R_{zpř} \cdot \frac{d_{dv} \cdot 10^{-3}}{2} = 585,6 \cdot \frac{700 \cdot 10^{-3}}{2} = 204,96 [Nm]$$

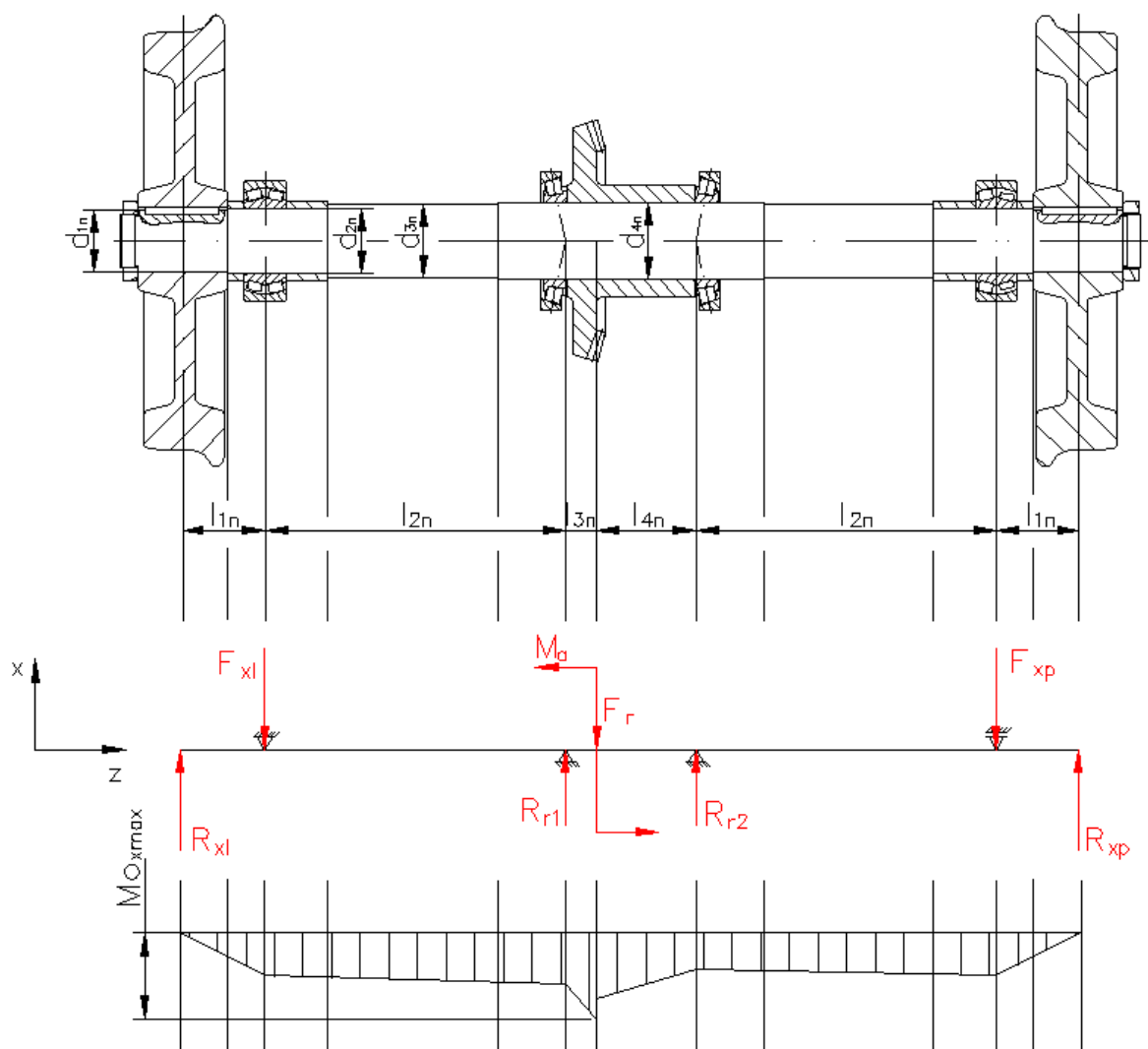
$$M_a = F_a \cdot \frac{D_{k2} \cdot 10^{-3}}{2} = 6575,75 \cdot \frac{350,926 \cdot 10^{-3}}{2} = 1153,8 [Nm]$$

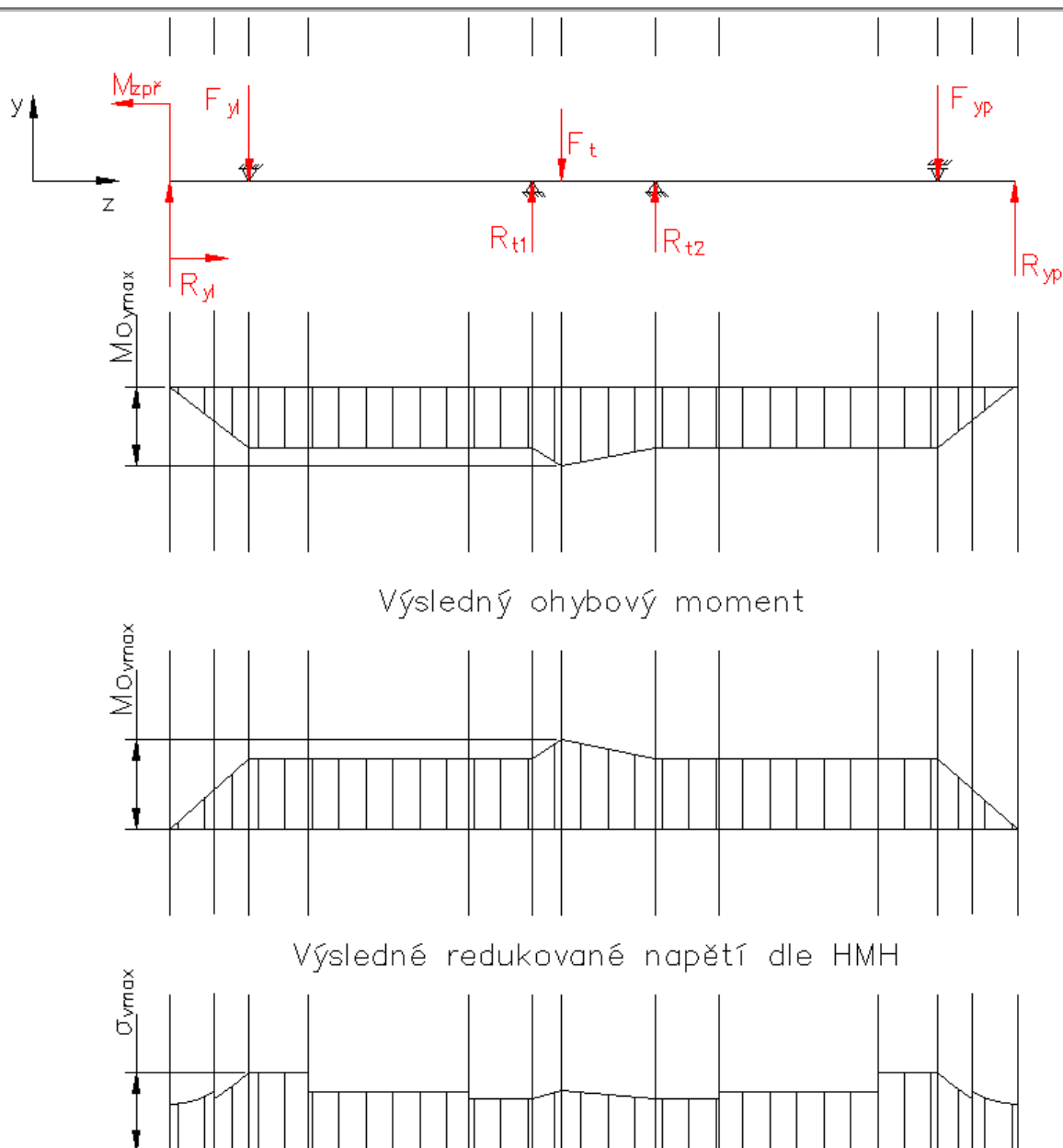
Výpočet krouticích momentů od sil  $R_{xp}$  a  $R_{xl}$  :

$$Mk_{xp} = R_{xp} \cdot \frac{d_{dv} \cdot 10^{-3}}{2} = 16922,18 \cdot \frac{700 \cdot 10^{-3}}{2} = 5922,76 [Nm]$$

$$Mk_{xl} = R_{xl} \cdot \frac{d_{dv} \cdot 10^{-3}}{2} = 17125,25 \cdot \frac{700 \cdot 10^{-3}}{2} = 5993,84 [Nm]$$

Průběh momentů a napětí:





Obr. 3.11 – Průběh jednotlivých momentů a napětí

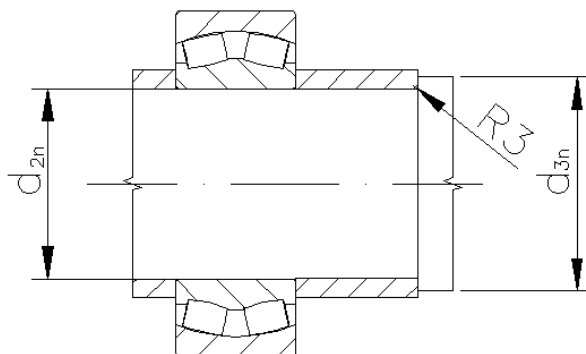
Tab. 3.4 – Maximální momenty a napětí vypočtené programem HŘÍDEL

	Označení	Hodnota	Jednotka
Maximální ohybový moment v rovině x-z	$M_{O_{xmax}}$	4326	[Nm]
Maximální ohybový moment v rovině y-z	$M_{O_{ymax}}$	13740	[Nm]
Maximální výsledný ohybový moment	$M_{O_{vmax}}$	14260	[Nm]
Maximální redukované napětí dle HMH	$\sigma_{vmax}$	95,4	[MPa]

### 3.3 Kontrola nebezpečných průřezů nápravy na únavový lom

Vzhledem k průběhu výsledného redukovaného napětí zobrazeného na Obr. 3.11 je patrné, že největší riziko vzniku únavového lomu je na místech přechodu z průměru  $d_{2n}$  na  $d_{3n}$  (Obr. 3.12). Materiálem nápravy je ocel 15130. Stanovení meze únavy jsem provedl dle Thuma [5], hodnoty potřebné pro výpočet podle této metody jsou stanoveny z grafů zobrazených v příloze A.

*Kontrola prvního nebezpečného průřezu:*



Obr. 3.12 – Nebezpečný průřez

Tab. 3.5 – Hodnoty potřebné pro kontrolu prvního nebezpečného průřezu

	Označení	Hodnota	Jednotka
Ohybové napětí v prvním průřezu	$\sigma_o$	86,63	[MPa]
Smykové napětí v prvním průřezu	$\tau_k$	22,9	[MPa]
Únavová mez pevnosti v ohybu	$\sigma_{oc}$	370	[MPa]
Únavová mez pevnosti v krutu	$\tau_{kc}$	230	[MPa]
Tvarový součinitel pro ohyb	$\alpha_o$	2,3	-
Tvarový součinitel pro krut	$\alpha_k$	1,6	-
Součinitel vrubové citlivosti pro ohyb	$q_o$	0,76	-
Součinitel vrubové citlivosti pro krut	$q_k$	0,78	-
Poloměr vrubu	$\rho$	3	[mm]
Součinitel velikosti	$\varepsilon_v$	0,62	-
Součinitel jakosti povrchu	$\eta_p$	0,88	-

*Únavová mez pevnosti v ohybu pro skutečnou součást [5]:*

$$\beta_o = 1 + (\alpha_o - 1) \cdot q_o = 1 + (2,3 - 1) \cdot 0,76 = 1,988 - \text{součinitel koncentrace napětí pro ohyb}$$

$$\sigma_{oc}^* = \sigma_{oc} \cdot \frac{\varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta_o} = 370 \cdot \frac{0,62 \cdot 0,88}{1,988} = 101,5 [MPa]$$

*Únavová mez pevnosti v krutu pro skutečnou součást [5]:*

$$\beta_k = 1 + (\alpha_k - 1) \cdot q_k = 1 + (1,6 - 1) \cdot 0,78 = 1,468 - \text{součinitel koncentrace napětí pro krut}$$

$$\tau_{kc}^* = \tau_{kc} \cdot \frac{\varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta_k} = 230 \cdot \frac{0,61 \cdot 0,88}{1,468} = 84,1 [MPa]$$

*Výsledná bezpečnost [5]:*

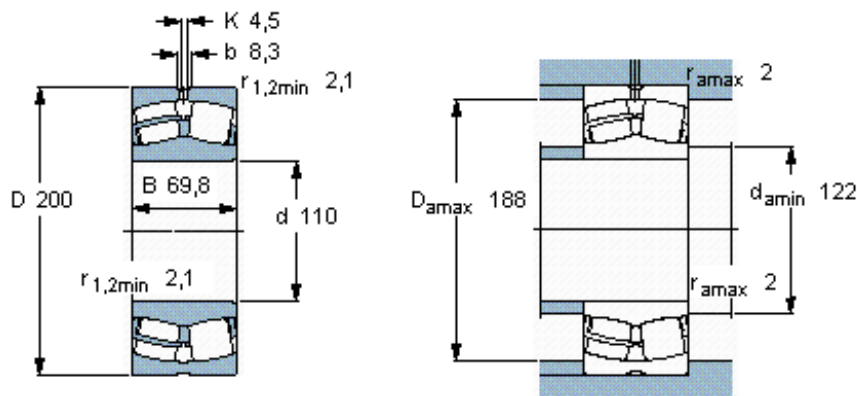
$$k_n = \frac{k_\sigma \cdot k_\tau}{\sqrt{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} = \frac{\frac{\sigma_{oc}^*}{\sigma_o} \cdot \frac{\tau_{kc}^*}{\tau_k}}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{oc}^*}{\sigma_o}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{kc}^*}{\tau_k}\right)^2}} = \frac{\frac{101,5}{86,63} \cdot \frac{84,1}{22,9}}{\sqrt{\left(\frac{101,5}{86,63}\right)^2 + \left(\frac{84,1}{22,9}\right)^2}} = 1,12$$

Výsledná bezpečnost  $k_n$  je velmi nízká, nicméně dostačující, protože k takovému zatížení nápravy bude docházet jen velmi zřídka (při maximálním možném brzdění). Náprava tedy v kontrolovaném nebezpečném průřezu **VYHOVUJE**.

Ostatní nebezpečné průřezy byly rovněž kontrolovány, jejich výsledná bezpečnost byla vždy vyšší než bezpečnost nebezpečného průřezu na Obr. 3.12. => náprava je po stránce únavových lomů dostatečně bezpečná.

#### 4 Kontrola životnosti ložisek nápravy

Na zvolené nápravě jsou použita soudečková ložiska **ZKL 23222 CW33J** (Obr. 4.1) [7], což jsou ložiska standardně dodávané k těmto dvojkolím pro použití ve vozech MUV 69. Kontrolu životnosti je nutné provést proto, že ve vozech MUV 69 nejsou ložiska tolik namáhána od zatížení vezeným břemenem jako v našem případě, ale spíše vyššími otáčkami ložiska dané větší konstrukční rychlostí vozů.



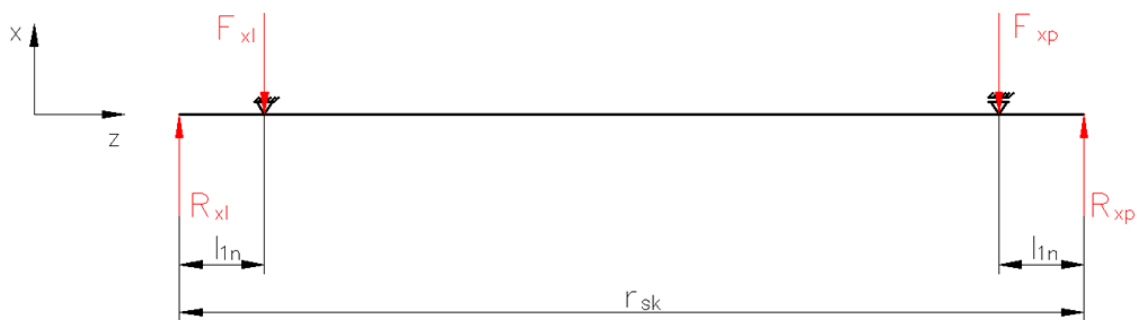
Obr. 4.1 – Soudečkové ložisko **ZKL 23222 CW33J** [7]

Tab. 4.1 – Parametry ložiska ZKL 23222 CW33J [7]

	Označení	Hodnota	Jednotka
Průměr vnějšího kroužku ložiska	$D_L$	200	[mm]
Průměr vnitřního kroužku ložiska	$d_L$	110	[mm]
Šířka ložiska	$B_L$	69,8	[mm]
Základní dynamická únosnost ložiska	$C$	586000	[N]
Mezní únavové zatížení ložiska	$P_u$	92710	[N]
Hmotnost ložiska	$m_L$	9,65	[kg]
Koeficient radiálního zatížení	$X$	1	-
Koeficient axiálního zatížení	$Y$	2,1	-
Koeficient styku ložiska	$m$	10/3	-

Ke kontrole životnosti použijí postup doporučovaný firmou ZKL [8], který je již dlouhá léta zavedeným standardem. Před samotným výpočtem je však nutné stanovit radiální sílu (Obr. 4.2 a 4.3), která na ložisko působí. Axiální sílu nutné stanovit není, protože je rovna síle  $R_{zpř.}$

Výpočet radiálních sil v ložiscích v rovině x-z:



Obr. 4.2 – Síly působící na ložiska v rovině x-z

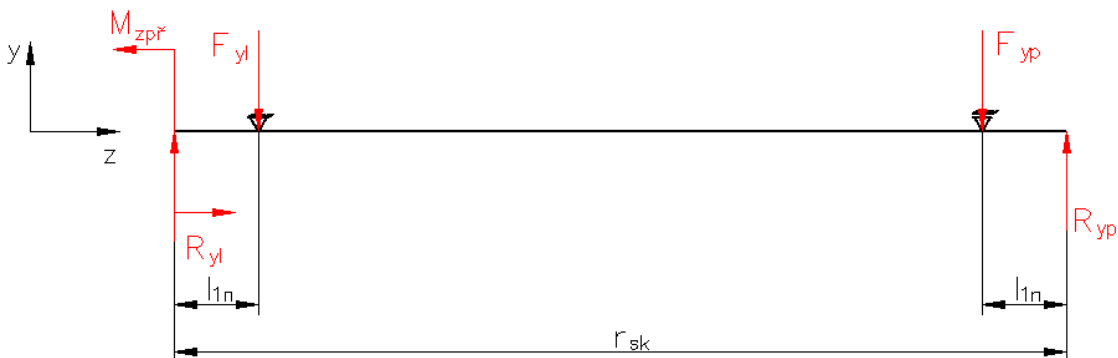
$$\sum F_x = 0 \Rightarrow R_{xl} + R_{xp} - F_{xl} - F_{xp} = 0 \Rightarrow F_{xp}$$

$$\sum M = 0 \Rightarrow -R_{xl} \cdot (r_{sk} - l_{1n}) + F_{xl} \cdot (r_{sk} - 2 \cdot l_{1n}) + R_{xp} \cdot l_{1n} = 0 \Rightarrow F_{xl}$$

$$F_{xl} = \frac{R_{xl} \cdot (r_{sk} - l_{1n}) - R_{xp} \cdot l_{1n}}{r_{sk} - 2 \cdot l_{1n}} = \frac{17125,25 \cdot (1500 - 137,6) - 16922,18 \cdot 137,6}{1500 - 2 \cdot 137,6} = 17148,1[N]$$

$$F_{xp} = R_{xl} + R_{xp} - F_{xl} = 17125,25 + 16922,18 - 17148,1 = 16899,3[N]$$

Výpočet radiálních sil v rovině y-z:



Obr. 4.3 – Síly působící na ložiska v rovině y-z

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow R_{yl} + R_{yp} - F_{yl} - F_{yp} = 0 \Rightarrow F_{yp}$$

$$\sum M = 0 \Rightarrow M_{zpř} - R_{yl} \cdot (r_{sk} - l_{1n}) + F_{yl} \cdot (r_{sk} - 2 \cdot l_{1n}) + R_{yp} \cdot l_{1n} = 0 \Rightarrow F_{yl}$$

$$F_{yl} = \frac{-M_{zpř} + R_{yl} \cdot (r_{sk} - l_{1n}) - R_{yp} \cdot l_{1n}}{r_{sk} - 2 \cdot l_{1n}} = \frac{-204,96 \cdot 10^3 + 81842,76 \cdot (1500 - 137,6) - 80877,7 \cdot 137,6}{1500 - 2 \cdot 137,6} = 81783,8[N]$$

$$F_{yp} = R_{yl} + R_{yp} - F_{yl} = 81842,76 + 80877,7 - 81783,8 = 80936,6[N]$$

Výpočet výslednice radiální síly v levém ložisku:

$$F_{vl} = \sqrt{F_{xl}^2 + F_{yl}^2} = \sqrt{17148,1^2 + 81783,8^2} = 83562,2[N]$$

Výpočet ekvivalentního zatížení:

$$P_e = X \cdot F_{vl} + Y \cdot R_{zpr} = 1 \cdot 83562,2 + 2,1 \cdot 625,1 = 84875[N]$$

Základní hodinová životnost:

$$L_{10h} = \left( \frac{C}{P_e} \right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{kol}} = \left( \frac{586000}{84875} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 37,9} = 275593,5 \text{ hod}$$

Modifikovaná životnost podle ZKL [8]:

$$L_h = L_{10h} \cdot a_1 \cdot a_{23}$$

Určení součinitele  $a_1$ :

Součinitel  $a_1$  vyjadřuje pravděpodobnost poruchy. Pro pravděpodobnost 10% je  $a_1 = 1$  [8].

Určení součinitele  $a_{23}$  [8]:

Koeficient materiálu, maziva, technologie výroby a provozních podmínek. Pro základní stanovení hodnot koeficientu  $a_{23}$  se vychází z diagramu v příloze B, kdy je potřeba pro odečtení koeficientu znát viskózní poměr. K tomu je, prostřednictvím středního průměru ložiska, potřeba určit viskozitu  $\nu_1$  (Příloha B), při které ještě bude zaručeno dostatečné mazání a viskozitu  $\nu$  zvoleného maziva [8]. Pro mazání ložiska volím plastické mazivo **MOGUL LA2**, s viskozitou  $\nu = 120 [\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$  [16].

- Střední průměr ložiska:

$$d_m = 0,5 \cdot (d_L + D_L) = 0,5 \cdot (110 + 200) = 155[mm]$$

- Viskózní poměr:

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1} = \frac{120}{200} = 0,6$$

**Volím  $a_{23} = 0,26$**

Skutečná životnost dle ZKL [8]:

$$L_h = L_{10h} \cdot a_1 \cdot a_{23} = 275593,5 \cdot 1 \cdot 0,26 = 71654,3 \text{ hod}$$

*Skutečná životnost v km:*

$$L_{10h} = \left( \frac{C}{P_e} \right)^m \cdot \frac{\pi \cdot d_{dv}}{10^6} \cdot a_1 \cdot a_{23} = \left( \frac{586000}{84875} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{\pi \cdot 700}{10^6} \cdot 1 \cdot 0,26 = 0,358 \cdot 10^6 [km]$$

**ŽIVOTNOST JE DOSTATEČNÁ => VYHOVUJE**



## 5 Určení potřebného výkonu a typu elektromotoru

Pro bezproblémový chod zařízení je třeba zvolit motor s dostatečným výkonem, který bude pomocí převodovky stačit na rozjezd akumulátorového vozu v dostatečně krátkém čase a překonání všech ztrát. Vzhledem k tomu, že se jedná akumulátorový plošinový vůz lze použít dva typy motorů. Prvním typem jsou stejnosměrné (DC) elektromotory, které jsou hojně využívány především z důvodu snadné a levné regulace otáček a velkého výběru motorů s různými výkony a napájecími napětími. Jejich nevýhodou je, že vyžadují větší údržbu (výměna opotřeбенých kartáčů komutátoru, broušení komutátoru). Druhým typem jsou elektromotory asynchronní využívající střídavého proudu (AC), tyto elektromotory se začali prosazovat v posledních letech především z důvodu lepších záběrových podmínek, menších rozměrů při stejném výkonu jako u DC motorů a bezúdržbového provozu. Dalším aspektem, který pomáhá jejich většímu rozšíření, jsou klesající ceny regulací určených pro tyto typy motorů, které jsou však i nadále dražší než u DC elektromotorů [6].

### 5.1 Kinematika vozu při zrychlení

Po dohodě se zadavatelem diplomové práce bylo stanoveno, že vozík musí dosáhnout maximální dovolené rychlosti  $v = 5$  [km/h] na rovině za čas  $t = 5$  [s].

Tab. 5.1 – Parametry potřebné pro řešení kinematiky vozu při zrychlení

	Označení	Hodnota	Jednotka
Předpokládaná celková hmotnost vozu	$m_c$	24500	[kg]
Rychlost vozu	$v$	5	[km/h]
Doba rozjezdu na rychlost $v$	$t$	5	[s]
Průměr kol dvojkolí	$d_{dv}$	700	[mm]

*Otáčky dvojkolí při rychlosti  $v$ :*

$$v = \frac{\pi \cdot d_{dv} \cdot n_{kol} \cdot 3,6}{1000} \Rightarrow n_{kol}$$

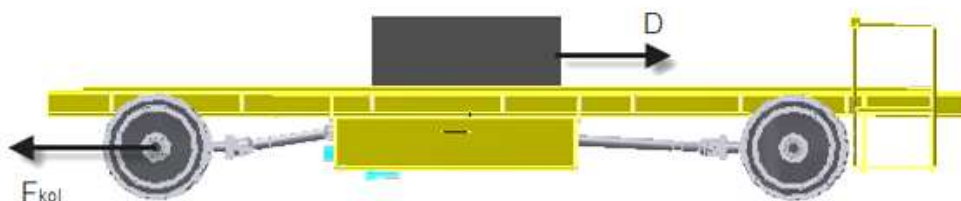
$$n_{kol} = \frac{v \cdot 1000}{\pi \cdot d_{dv} \cdot 3,6} = \frac{5 \cdot 1000}{\pi \cdot 700 \cdot 3,6} = 0,6316 [s^{-1}] = 37,9 [min^{-1}]$$

Výpočet rovnoměrného zrychlení vozíku  $a$ :

$$v = 5[km/h] = 1,389[m/s]$$

$$v = a \cdot t \Rightarrow a = \frac{v}{t} = \frac{1,389}{5} = 0,278[m \cdot s^{-2}]$$

Výpočet tažné síly na obvodu kol  $F_{kol}$ :



Obr. 5.1 – Silové poměry při zrychlení

$D$  = d'Alembertova síla [N]

$$F_{kol} = D = m_c \cdot a = 24500 \cdot 0,278 = 6811[N]$$

Výpočet potřebného výkonu elektromotoru na dvojkolí:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n_{kol} = 2 \cdot \pi \cdot 0,6316 = 3,97[rad \cdot s^{-1}]$$

$$P_{dv} = F_{kol} \cdot \frac{d_{dv}}{2} \cdot \omega = 6811 \cdot \frac{0,7}{2} \cdot 3,97 = 9460[W]$$

## 5.2 Návrh výkonu a typu elektromotoru

Tab. 5.2 - Parametry potřebné pro určení výkonu motoru

	Označení	Hodnota	Jednotka
Účinnost mezinápravové převodovky	$\eta_{přm}$	0,95	-
Účinnost převodovek na dvojkolí	$\eta_{dv}$	0,98	-

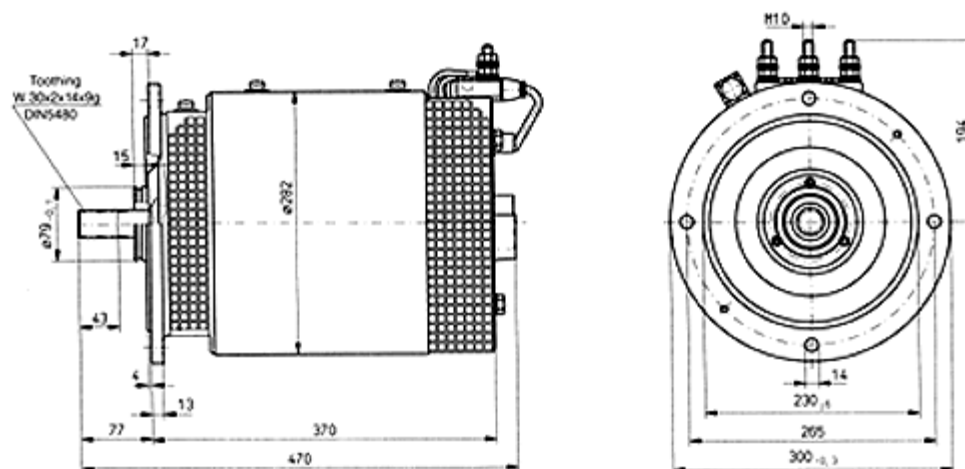
Výpočet potřebného výkonu elektromotoru:

$$P_M = \frac{P_{dv}}{\eta_{přm} \cdot \eta_{dv} \cdot \eta_{dv}} = \frac{9460}{0,95 \cdot 0,98 \cdot 0,98} = 10368,5[W]$$

Vzhledem k tomu, že vypočtený výkon  $P_M$  je potřeba jen při plynulém rozjezdu, volím asynchronní AC elektromotor, jehož trakční charakteristika je výhodnější než u elektromotoru stejnosměrného. Tento fakt umožňuje u asynchronních elektromotorů po dobu několika minut až dvojnásobné přetížení [6], proto **VOLÍM ELEKTROMOTOR DKIF 112-20.4** (Obr. 5.2) od firmy ESPO s.r.o. s výkonem  $P_{Ms} = 7$  [kW] [9]. Současně s tímto elektromotorem bude od stejné firmy zakoupen snímač otáček, potřebný pro regulaci pohonu.

Tab. 5.3 – Parametry motoru **DKIF 112-20.4** [9]

	Označení	Hodnota	Jednotka
Maximální napětí motoru	$U_{max}$	3x32	[V]
Otáčky motoru	$n_M$	2150	$[\text{min}^{-1}]$
Výkon motoru	$P_{Ms}$	7	[kW]
Druh zatížení	-	S2-60	-
Druh krytí	-	IP-10	-



Obr. 5.2 – Typické parametry zvoleného motoru [9]

## 6 Určení potřebného typu a velikosti mezinápravové převodovky

Mezinápravová převodovka se připojí ke spodní části rámu a bude rovnoměrně rozdělovat výkon elektromotoru mezi přední a zadní poháněnou nápravu. Pohon obou náprav je zvolen z důvodu zajištění dostatečné adheze při rozjíždění vozu i při zatížení pouze jedné nápravy na maximální povolenou hodnotu. Převodovky na dvojkolích jsou dodávány výrobcem dvojkolí, jedná se o převodovky s kuželovým ozubením a převodovým poměrem  $i_{dv} = 3,385$ .

### 6.1 Stanovení potřebné velikosti převodovky

Tab. 6.1 – Parametry pro návrh převodovky

	Označení	Hodnota	Jednotka
Otáčky dvojkolí při rychlosti $v$	$n_{kol}$	37,9	$[\text{min}^{-1}]$
Převodový poměr převodovky dvojkolí	$i_{dv}$	3,385	-
Otáčky motoru	$n_M$	2150	$[\text{min}^{-1}]$
Síla na obvodu kol	$F_{kol}$	6811	$[\text{N}]$
Průměr kol dvojkolí	$d_{dv}$	0,7	$[\text{m}]$

*Výpočet potřebného převodového poměru mezinápravové převodovky:*

$$n_M = (i_{prm} \cdot i_{dv}) \cdot n_{kol} \Rightarrow i_{prm}$$

$$i_{prm} = \frac{n_M}{n_{kol} \cdot i_{dv}} = \frac{2150}{37,9 \cdot 3,385} = 16,75$$

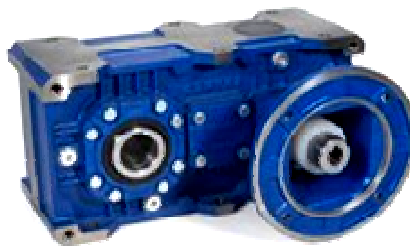
*Výpočet potřebného výstupního krouticího momentu převodovky:*

$$Mk_{prm} = \frac{F_{kol} \cdot \frac{d_{dv}}{2}}{i_{dv}} = \frac{6811 \cdot \frac{0,7}{2}}{3,385} = 704,24 [\text{Nm}]$$

*Volba převodovky:*

**VOLÍM PŘEVODVKU Z F 125 B 16 132 B3 H50**

Jedná se o paralelní, plochou, dvoustupňovou převodovku pro přímé spojení s elektromotorem přes dodanou spojku a s dutým výstupním hřídelem (Obr. 6.1) od firmy MOTOR-GEAR a.s [10].



Obr. 6.1 – Převodovka Z F 125 B 16 132 B3 H50 [10]

Tab. 6.2 – Parametry zvolené mezinápravové převodovky [10]

	Označení	Hodnota	Jednotka
Účinnost	$\eta_{\text{přm}}$	0,95	-
Převodový poměr převodovky motoru	$i_{\text{přm}}$	16	-
Maximální výstupní krouticí moment	$M_{k_{\text{přmax}}}$	927	[Nm]
Vnitřní průměr výstupního dutého hřídele	$d_{\text{vd}}$	50	[mm]
Hmotnost převodovky bez náplně	$m_{\text{př}}$	72	[kg]

Výpočet skutečných otáček dvojkolí:

$$n_{\text{kolsk}} = \frac{n_M}{i_{\text{prm}} \cdot i_{\text{dv}}} = \frac{2150}{16 \cdot 3,385} = 39,7 [\text{min}^{-1}]$$

Výpočet skutečné rychlosti:

$$v_{\text{sk}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{dv}} \cdot n_{\text{kolsk}} \cdot 3,6}{1000 \cdot 60} = 5,23 [\text{km} / \text{h}]$$

## 6.2 Návrh a kontrola výstupního hřídele

Vzhledem k tomu, že výstupní hřídel převodovky je dutý, je nutno nadimenzovat a vyrobít hřídel (Obr. 6.3), který bude do tohoto hřídele zasunut a na jehož koncích budou uchyceny náboje s přírubami pro uchycení kardanů. Hřídel je vyroben z oceli 12090.6 [3], pro kterou je dovolený tlak v drážkách  $p_{\text{Ddr}} = 270$  [MPa] [4]. Přenos krouticího momentu z hřídele na náboj kardanu je proveden pomocí rovnobokého drážkování střední řady [1] s označením:

**ROVNOBOKÉ DRÁŽKOVÁNÍ 8x42g7x48a11xf9 ČSN 01 4942**

Tab. 6.3 – Parametry potřebné pro výpočet hřídele

	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolené napětí v krutu	$\tau_{Dh}$	410	[MPa]
Dovolené napětí ve střídavém ohybu	$\sigma_{Doh}$	655	[MPa]
Dovolený tlak v drážkách náboje	$p_{Ddr}$	270	[Mpa]
Maximální krouticí moment na hřídeli (při brzdění)	$Mk_{max}$	5200	[Nm]
Efektivní počet nosoucích zubů	$k_{ef}$	0,75	-
Vnější průměr drážkování	$D_{dr}$	48	[mm]
Vnitřní průměr drážkování	$d_{dr}$	42	[mm]
Počet zubů	$z$	8	-
Sražení hran drážek	$f$	0,4	[mm]
Poloměr, na kterém je vyvozen maximální krouticí moment (brzdový)	$r_{br}$	150	[mm]
Rameno působíště brzděné síly od dutého hřídele	$a_h$	113	[mm]
Délka dutého hřídele	$b_h$	180	[mm]

Výpočet středního průměru profilu drážek:

$$D_{sdr} = \frac{D_{dr} + d_{dr}}{2} = \frac{48 + 42}{2} = 45 [mm]$$

Obvodová síla na středním průměru:

$$F_{dr} = \frac{2 \cdot Mk_{max}}{D_{sdr}} = \frac{2 \cdot 5200 \cdot 10^3}{45} = 231111,1 [N]$$

Účinná plocha drážek na 1 mm délky [4]:

$$f' = k_{ef} \cdot z \cdot \left( \frac{D_{dr} - d_{dr}}{2} - 2 \cdot f \right) = 0,75 \cdot 8 \cdot \left( \frac{48 - 42}{2} - 2 \cdot 0,4 \right) = 13,2 [mm^2]$$

Výpočet délky drážkování [4]:

$$p_{Ddr} \geq \frac{F_{dr}}{f' \cdot l_{dr}} \Rightarrow l_{dr}$$

$$l_{dr} \geq \frac{F_{dr}}{f' \cdot p_{Ddr}} = \frac{231111,1}{13,2 \cdot 270} = 64,8 [mm]$$

**VOLÍM  $l_{dr} = 65 [mm]$**

Kontrola hřídele na krut:

$$\tau_h = \frac{Mk_{\max}}{\pi \cdot d_{dr}^3} = \frac{5200 \cdot 10^3}{\pi \cdot 42^3} = 357,5 [MPa]$$

$$\tau_{Dh} = 410 [MPa] > \tau_h = 357,5 [MPa]$$

$$k_{kh} = \frac{\tau_{Dh}}{\tau_h} = \frac{410}{357,5} = 1,15$$

**VYHOVUJE**

I když bezpečnost v krutu je relativně malá, měla by být dostatečná vzhledem k tomu, že tento krouticí moment nastane jen v případě vyvolání maximální brzdné síly na kotouči a tedy maximálního brzdění vozíku, které by mělo nastat jen ve výjimečných případech.

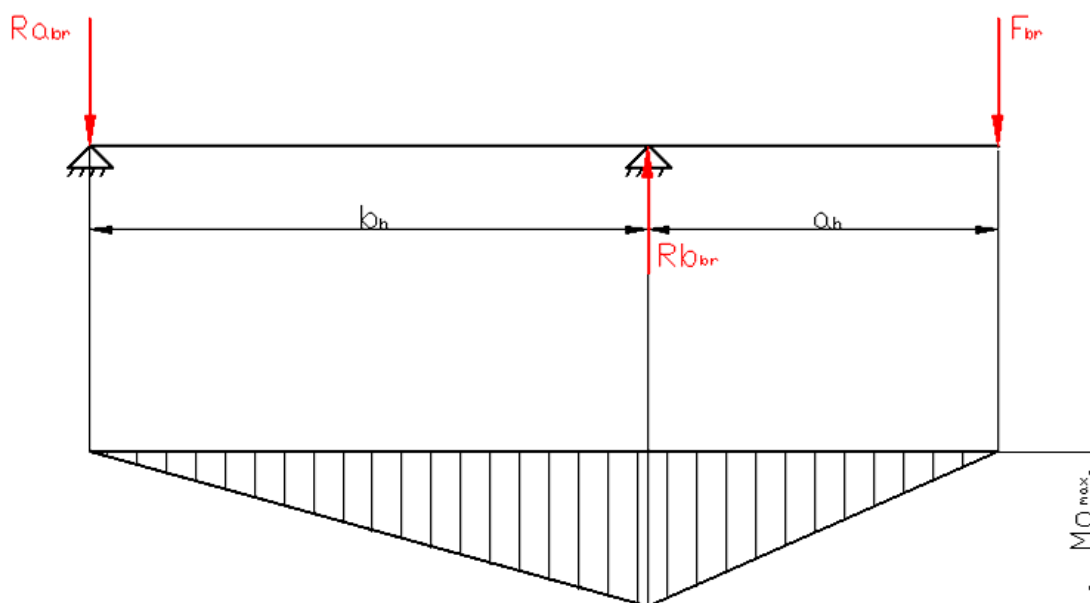
Kontrola hřídele na ohyb:

- Výpočet brzdné síly na brzdovém kotouči:

$$F_{br} = \frac{Mk_{\max}}{r_{br}} = \frac{5200}{0,15} = 34666,7 [N]$$

- Výpočet maximálního ohybového momentu od brzdné síly:

$$M_{o_{\max}} = F_{br} \cdot a_h = 34666,7 \cdot 0,113 = 3917,4 [Nm]$$



Obr. 6.2 – Průběh ohybového momentu

- *Kontrola na dovolené ohybové napětí:*

$$\sigma_{oh} = \frac{Mo_{\max}}{\pi \cdot d_{dv}^3} = \frac{3917,4 \cdot 10^3}{\pi \cdot 50^3} = 319,2 [MPa]$$

$$\sigma_{Doh} = 655 [MPa] > \sigma_{oh} = 319,2 [MPa]$$

$$k_{oh} = \frac{\sigma_{Doh}}{\sigma_{oh}} = \frac{655}{319,2} = 2,05$$

**VYHOVUJE**



Obr. 6.3 – Model hřídele



## 7 Návrh spojovacích hřídelů

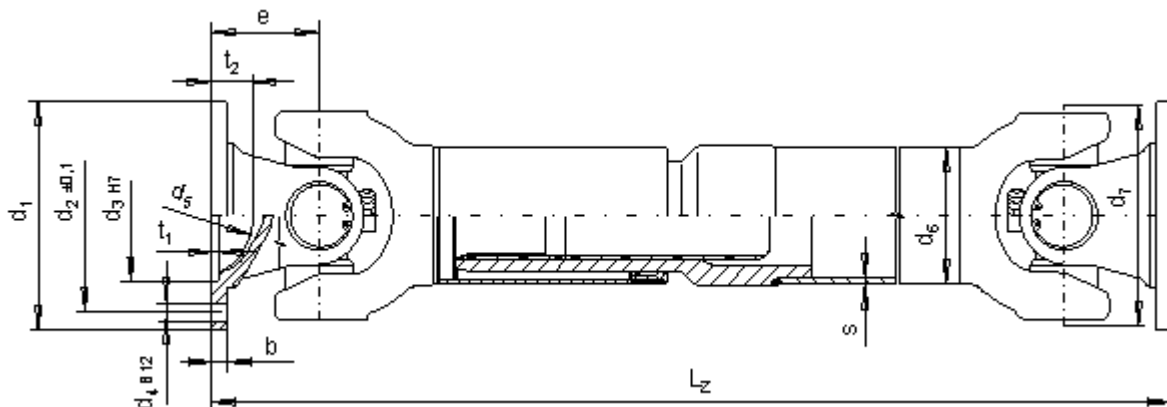
Tyto hřídele slouží k přenosu krouticího momentu z převodovky motoru na převodovky dodávané společně s dvojkolím. Vzhledem k tomu, že osa výstupního hřídele převodovky motoru není ve stejné rovině jako vstupní hřídele převodovek dvojkolí, je nutno použít takový spojovací hřídel, který toto přesazení vykompenzuje. K tomu se používají dva typy hřídelů a to buď kloubového, nebo pružného. Pružné spojovací hřídele se skládají z takzvané „duše“ tvořené ze 4 až 8 vrstev tenkého drátu, které jsou na sebe střídavě pravotočivě a levotočivě navíjeny. Vzhledem k tomu, že tyto hřídele přenáší jen velmi malé krouticí momenty, nelze je pro pojezd našeho vozíku použít. Kloubové hřídele jsou z hlediska konstrukčního provedení velmi rozmanité, nejčastěji jsou však používány kloubové hřídele s kuličkovými a křížovými klouby. Spojovací hřídele s kuličkovými klouby se používají tam, kde jsou vysoké otáčky a nižší krouticí moment. Jejich výhodou je, že jsou homokinetické (vstupní i výstupní otáčky jsou stejné). Ovšem vzhledem k použití (viz výše), jsou tyto hřídele pro náš vozík rovněž nevhodné. Nejpoužívanějším typem spojovacích hřídelí jsou hřídele s křížovými (Kardanovými) klouby (Obr 7.1). Ten má, navzdory svému rozšíření několik nevýhod: neumožňuje axiální posuv (řešeno pomocí drážkování), neumožňuje příliš velký úhel zlomu (trvale max.  $10 \div 12^\circ$ ), vstupní a výstupní otáčky hřídele nejsou homokinetické (řešeno řetězcem dvou nebo více kloubů) [5]. Vzhledem k tomu, že jsou tyto hřídele nejpoužívanější, tím pádem i nejlevnější a hodí se pro přenos velkých krouticích momentů při nižších otáčkách, jsou tyto hřídele vhodné pro použití v mnou navrhovaném akumulátorovém plošinovém vozu.



Obr. 7.1 – Spojovací hřídel s křížovými (Kardanovými) klouby [11]

Dimenze kloubových hřídelů je dána výrobcem, i přesto však většina výrobců vyrábí tyto hřídele ve standardizovaných řadách (15÷98) podle maximálního přenášeného krouticího momentu. Vzhledem k tomu, že k brzdění vozu se použije brzda, která bude svůj účinek přenášet pomocí těchto hřídelů na převodovky dvojkolí a jejíž maximální brzdňý moment bude  $M_{k_{\max}} = 5200 \text{ [Nm]}$ , je nutné použít kloubový hřídel s maximálním přenášeným momentem  $M_{dG} = 6200 \text{ [Nm]}$ , což odpovídá standardizované řadě 63. Vzhledem k tomu, že

budou poháněna (brzděna) obě dvojkolí, je nutné použít dva tyto kardany například od firmy ML-TUNING s.r.o. [11], ty budou mít rozdílné délky a to z toho důvodu, že převodovka motoru bude umístěna blíže k jednomu z dvojkolí. Přenos krouticího momentu z hřídelů převodovek na spojovací hřídel bude zajištěn drážkovanými náboji s přírubami standardizované velikosti DIN Ø180 [mm].



Obr. 7.2 – Hlavní rozměry hřídele [11]

Tab. 7.1 – Parametry spojovacích hřídelů (kardanů) [11]

	Označení	Hodnota	Jednotka
Referenční krouticí moment	$M_{dB}$	4400	[Nm]
Maximální krouticí moment	$M_{dG}$	6200	[Nm]
Vnější průměr příruby	$d_1$	180	[mm]
Roztečná kružnice šroubů	$d_2$	155,5	[mm]
Průměr osazení příruby	$d_3$	110	[mm]
Průměr díry pro šroub	$d_4$	14	[mm]
Počet děr pro šrouby	$z_8$	8	-
Tloušťka příruby	$b$	12	[mm]
Hloubka osazení	$t_1$	3	[mm]
Vnější průměr trubky spojovacího hřídele	$d_6$	80	[mm]
Rotační průměr	$d_7$	125	[mm]
Maximální úhel kloubu	$\beta_{max}$	35	[°]
Maximální vyrovnání délky	$L_a$	110	[mm]
Délka kratšího spojovacího hřídele	$L_{z1}$	830	[mm]
Délka delšího spojovacího hřídele	$L_{z2}$	2200	[mm]
Hmotnost kratšího spojovacího hřídele	$m_1$	21,4	[kg]
Hmotnost delšího spojovacího hřídele	$m_2$	30,5	[kg]

## 8 Návrh napájecího akumulátoru

Rozlišujeme dva druhy akumulátorů, jsou to akumulátory startovací a akumulátory trakční. Primárním úkolem startovacích baterií je startování spalovacích motorů, ale dají se použít jako hlavní zdroj energie u strojů s malou energetickou náročností. Trakční baterie jsou zdrojem energie pro elektrické vysokozdvizné vozíky, elektrické tahače a plošinové vozíky, samohybné plošiny, elektromobily, ručně vedenou techniku a ostatní manipulační techniku, která používá pro svůj pohon elektrickou energii. Pro navrhovaný vozík je tedy nutné použít trakční baterii. V dnešní době se vyskytuje několik typů trakčních baterií, jejich srovnání je uvedeno v Tab. 8.1.

Tab. 8.1 – Tabulka vlastností nejpoužívanějších baterií [12]

Typ článku baterie	Ni-Cd	Ni-MH	Li-ion	Olověné AGM -DC
Hustota energie (Wh/kg)	45-80	60-120	90-120	30-50
Počet cyklů (při 80% hloubce vybití)	1500	300-500	>1500	400-500
Projektovaná životnost	5 let +	3-4 roky	10 let+	10 let+
Doba nabíjení	1-2h	2-4h	½-4h	8-16h
Samovybití/měsíc (při cca 20°C)	20%	30%	5-10%	5%
Nominální napětí článku	1.2V	1.2V	3.3V	2V
Proudová zatížitelnost špička optimální	20C 1C	5C 0.5C	25C 5C	5C 0.2C
Provozní teploty (pro vybíjení)	-40~60°C	-20 ~ 60°C	-20 ~60°C	-20 ~60°C
Požadavky na servis	30-60 dnů	60-90 dnů	6 měsíců	6 měsíců
Přibližné náklady (EUR/Wh)	0.33	0.65	0.33	0.11

Z porovnání vlastností vyplývá, že nejvýhodnější jsou baterie typu Li-ion a olověné baterie. Ovšem baterie Li-ion se vzhledem k několika násobně vyšší ceně hodí spíše pro speciální aplikace, kde jsou kladeny vysoké nároky na hustotu výkonu, velkou cykličnost a nízkou hmotnost zdroje. Vzhledem k tomu, že pro použití v akumulátorovém vozu není ani jedna z těchto vlastností nutností, je zvolena baterie olověná. Vzhledem k použitému motoru je nutné, aby napájecí napětí baterie bylo  $U_B = 48$  [V]. Po dohodě se zadavatelem diplomové práce budou použity baterie s kapacitou 300 [Ah] (na přání zákazníka i vyšší) od firmy Fiamm Motive Power řady Energy plus [12]. Vzhledem k tomu, že napětí článků (Obr. 8.1) olověných baterií je 2 [V] je nutné pro sestavení baterie s napětím  $U_B = 48$  [V] použít 24 článků.

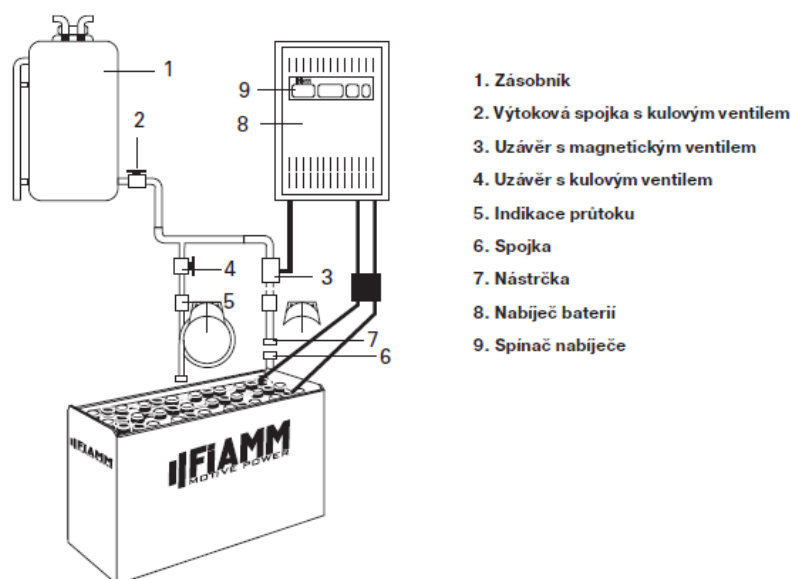
Tab. 8.2 – Parametry článků 5PzS 300 řady Energy plus [12]

	Hodnota	Jednotka
Kapacita článku	300	[Ah]
Délka	101	[mm]
Šířka	198	[mm]
Výška	370	[mm]
Hmotnost	19	[kg]



Obr. 8.1 – Článek řady Energy plus [12]

Pro zvýšení doby mezi jednotlivými intervaly údržby bude systém baterie doplněn o systém AQUALEVEL (Obr. 8.2) [12]. Ten se při dobíjení bude starat o automatické doplňování destilované vody a tím se starat o optimální hustotu elektrolytu. Na přání zákazníka může být systém doplněn ještě o systém nucené cirkulace elektrolytu, kdy se do článku vhání vzduch, čímž je zabráněno vrstvení elektrolytu a dosažení optimálního nabíjení.



Obr. 8.2 – Systém AQUALEVEL [12]

## 9 Návrh regulace (regulátoru)

Většina pohonů používaných v dopravní a manipulační technice musí umožňovat regulaci. Většinou se jedná o regulaci rychlosti, momentu případně jiných veličin.

### 9.1 Návrh typu regulace

Princip a složitost regulace je závislá především na typu regulovaného pohonu. Nejjednodušší a také nejlevnější regulace se vyskytují u motorů stejnosměrných, které ovšem mají zásadní nedostatky v oblasti údržby (popsány v kapitole č. 5.) Princip těchto regulací je založen na několika způsobech, nejjednodušší regulace těchto motorů, jsou založeny na regulaci otáček s podřízenou regulací proudu. Mezi další regulace patří paralelní zapojení regulátoru otáček a regulátoru proudu, kdy se využívá změny statorového napětí a velikosti proudu protékajícího buzením rotoru. Regulace asynchronních motorů jsou sice složitější a tím pádem i dražší, nicméně tento nedostatek vyvažují lepší vlastnosti asynchronních motorů, viz kapitola č. 5. Možností jak řídit tyto elektromotory je několik. Jedním z nich je regulace pomocí změny skluzu. Tento způsob je využíván v hornictví, nevýhodou tohoto způsobu je značná ne hospodárnost. Dalším způsobem je řízení otáček pomocí změny počtu pólů. Tohoto způsobu se moc nevyužívá, protože změna otáček probíhá stupňovitě a je třeba více pólového statorového vynutí motoru. Dnes nepoužívanějším způsobem regulace asynchronních motorů je řízení změnou frekvence napájecího proudu. V praxi se používají dva typy měničů proudu. Prvním je přímý měnič frekvence proudu, který je schopen měnit přiváděnou frekvenci v rozsahu  $0 \div 1/3$ . Z tohoto důvodu je výhodnější použít měnič druhého typu, ten nejprve přiváděný proud usměrní a z tohoto usměrněného proudu následně vyrábí proud střídavý s požadovanou frekvencí v rozsahu  $5 \text{ Hz} \div 100 \text{ kHz}$ . Velkou výhodou všech frekvenčních měničů je plynulost změny otáček a to jak při rozběhu, během chodu tak i doběhu.

Vzhledem k tomu, že při návrhu motoru jsem zvolil asynchronní motor napájený bateriovým napětím  $U_B = 48 \text{ [V]}$ , je nutné vybírat mezi regulátory schopnými pracovat s tímto napětím a stejnosměrným proudem dodávaným z baterií. Výrobci těchto regulací není mnoho, mezi nejznámější patří firma CURTIS Instruments Ltd. a ZAPI group S.P.A. Regulace AC motorů obou dvou výrobců jsou založeny na principu změny frekvence napájecího proudu elektromotoru. Po uvažování všech možností jsem zvolil regulaci od společnosti CURTIS, konkrétně se jedná o **CURTIS AC INDUCTION MOTOR CONTROLLER model 1234 – 527 [13]**.



Obr. 9.1 – Regulace CURTIS model 1234 – 527 [13]

Tab. 9.1 – Parametry zvolené regulace [13]

	Označení	Hodnota	Jednotka
Rozsah napětí baterie	$U_{Br}$	36÷48	[V]
Proudová zatížitelnost (po dobu 2 min.)	$I_{RMS}$	275	[A]
Výkonová zatížitelnost (po dobu 2 min.)	$P_{RMS}$	15,5	[kVA]
Frekvenční rozsah	$f_r$	0 ÷ 300	[Hz]

Výhoda této regulace spočívá především v možnosti využití rekuperačního brzdění elektromotorem, kdy při brzdění dochází k nabíjení baterie a prodloužení intervalu pracovního cyklu baterie. Další výhodou je funkce vektorového řízení IFO, které nastavuje maximální moment a účinnost motoru v celém rozsahu otáček. Dále funkce AUTO – TUNE, která umožní optimální nastavení regulace pro použitý motor, aniž by musela být demontována z vozu. Výhodou je i použití sběrnice CANbus, která umožní připojení a komunikaci s ostatními zařízeními. Umožní i připojení zařízení k programování pomocí programovacího jazyka VCL, pomocí něhož je možné naprogramovat vlastní operační systém použité regulace.

## 9.2 Návrh ovladačů (joysticků) regulace

Ovládání regulace je prováděno pomocí soustavy potenciometrů a přepínačů. Základní ovládání otáček motoru je prováděno pomocí signálu, jehož intenzita je nastavována potenciometrem umístěným v pákovém ovladači. K tomuto účelu bude použit jednosměrný pákový ovladač s označením G-MON-5-E-R-HD-9P1.B55 (Obr. 9.2) od firmy

Spohn - Burkhardt [14], který bude při pohybu vpřed nastavovat sílu signálu určující otáčky motoru a tím pádem i rychlost, při přitáhnutí bude ovládat proporcionální ventil, určující velikost brzdné síly kotoučové brzdy. Tento ovladač bude rovněž vybaven tzv. tlačítkem mrtvého muže, který zajistí, že kotoučová brzda se odjistí jen v případě stisknutí tohoto tlačítka obsluhou. Pro změnu směru pojezdu je nutné použít přepínač G-MON-5-E-Z-10 (Obr. 9.3) [14], který bude přivádět signál na příslušný konektor podle zvoleného směru jízdy. Tento přepínač bude stejné konstrukce, ale místo potenciometru bude osazen dvěma mikropínači s aretací ve zvolené poloze. Spínání a vypínání celého systému bude zajištěno pomocí klíčového spínače, který po otočení správným klíčem uvede regulaci do chodu.



Obr. 9.2 – Ovladač



Obr. 9.3 – Přepínač

### 9.3 Příslušenství regulace

K regulaci je dodáván široký sortiment příslušenství. Do navrhovaného vozíku doporučuji instalovat toto příslušenství:

- LCD display CURTIS model 840 – na tomto display se přehledně zobrazuje stupeň vybití baterie, hodiny a chybové zprávy. Obr. 9.4 [13].
- Varovná světla (majáky) – instalovat ve vhodném počtu, tyto světla mají výkon 2 až 5 [W]. Obr. 9.5 [13].
- Alarm – funkční pouze při zvoleném směru jízdy, hlasitost 82 dB. Obr. 9.6 [13]



Obr. 9.4 – LCD 840



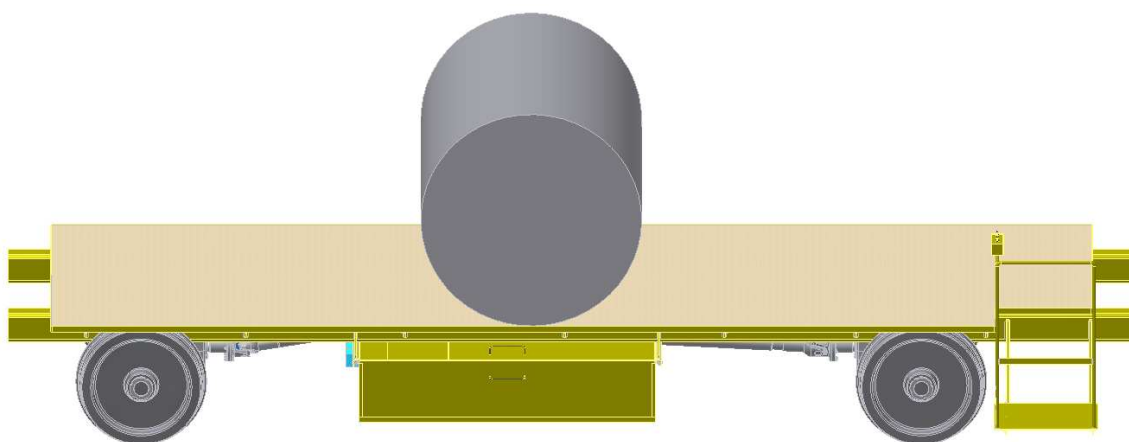
Obr. 9.5 – Varovné světlo



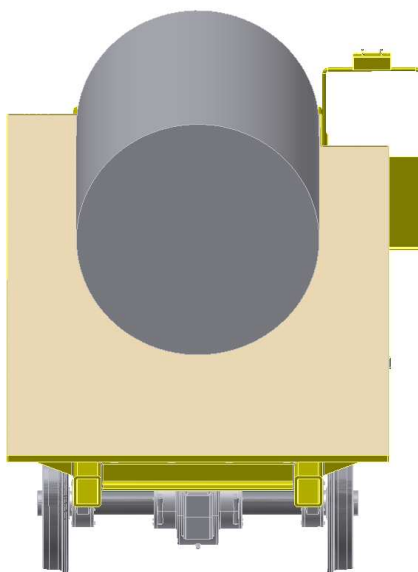
Obr. 9.6 - Alarm

## 10 Návrh rámu

Vzhledem k tomu, že se jedná vozík, který nebude používán v běžné železniční dopravě nelze na něj uplatnit normy stanovující maximální zatížení na jeden  $\text{m}^2$  ložné plochy. Vzhledem k tomu, že není definováno, jaké produkty bude navrhovaný vozík převážet, je nutné počítat s extrémními zatíženími, které vzniknou například při převozu břemene válcového tvaru, přičemž toto břemeno nebude podloženo ničím, co by rozložilo jeho váhu na větší plochu podlahy. Maximální zatížení rámu tedy nastane, pokud takovéto břemeno bude umístěno přesně mezi nápravami a to v podélném (Obr. 10.1), ale i příčném směru vozu (Obr. 10.2).



Obr. 10.1 – Maximální zatížení rámu při uložení břemena napříč vozu

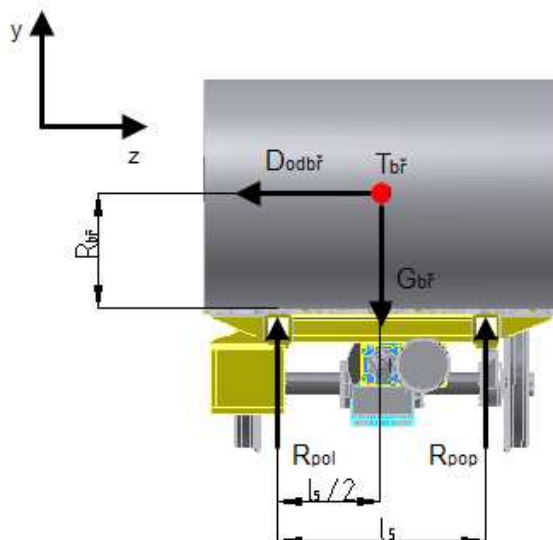


Obr. 10.2 – Maximální zatížení rámu při uložení břemena podél vozu

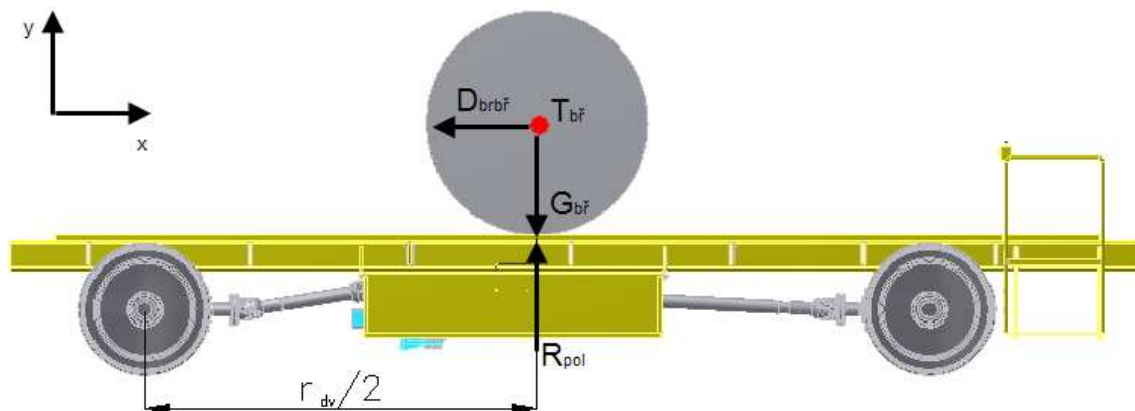


### 10.1 Návrh podélných nosníků rámu

Při návrhu jsem předpokládal, že břemeno bude uloženo tak aby zatěžovalo oba podélné nosníky. Dále předpokládám, že největší zatížení jednoho z nosníků nastane při průjezdu obloukem za současného brzdění (Obr. 10.3 a 10.4).



Obr. 10.3 – Síly působící na podélné nosníky v rovině y-z



Obr. 10.4 – Síly působící na podélné nosníky v rovině x-y

Z obrázků je patrné, že při předpokládaných podmínkách bude nejvíce zatěžován podélný nosník na levé straně (obr. 10.3). Z tohoto důvodu nebudou síly působící v druhém nosníku vůbec počítány.

Tab. 10.1 – Parametry potřebné pro výpočet podélného nosníku

	Označení	Hodnota	Jednotka
d'Alambertova brzdná síla při brzdění	$D_{br}$	50291,43	[N]
Hmotnost břemene	$Q$	20000	[kg]
Předpokládaná celková hmotnost vozu	$m_c$	24500	[kg]
Průměr válcového břemena	$D_b$	1274	[mm]
Rozvor dvojkolí	$r_{dv}$	4500	[mm]
Vzdálenost mezi osami podélných nosníků	$l_5$	1161	[mm]
Poloměr projížděného oblouku	$R$	50	[m]

Výpočet odstředivé síly břemene:

$$D_{odbř} = \frac{Q \cdot v^2}{R \cdot 3,6^2} = \frac{20000 \cdot 5^2}{50 \cdot 3,6^2} = 771,6[N]$$

Výpočet brzdné síly působící na břemeno:

- Výpočet zpomalení vozu:

$$a_{br} = \frac{D_{br}}{m_c} = \frac{50291,43}{24500} = 2,0527[m \cdot s^{-2}]$$

- d'Alambertova brzdná síla působící na břemeno:

$$D_{brbř} = Q \cdot a_{br} = 20000 \cdot 2,0527 = 41054,23[N]$$

Výpočet reakční síly  $R_{pol}$  z momentové věty:

$$\sum M = 0 \Rightarrow -R_{pol} \cdot l_5 + G_{bř} \cdot \frac{l_5}{2} + D_{odbř} \cdot R_{bř} = 0 \Rightarrow R_{pol}$$

$$G_{bř} = Q \cdot g = 20000 \cdot 9,81 = 196200[N]$$

$$R_{pol} = \frac{G_{bř} \cdot l_5 + 2 \cdot D_{odbř} \cdot \frac{D_{bř}}{2}}{2 \cdot l_5} = \frac{196200 \cdot 1161 + 2 \cdot 771,6 \cdot \frac{1274}{2}}{2 \cdot 1161} = 98523,35[N]$$

Výpočet přidavného ohybového momentu od síly  $D_{brbř}$ :

$$Mo_{brbř} = D_{brbř} \cdot R_{bř} = 41054,23 \cdot 637 \cdot 10^{-3} = 26151,5[Nm]$$

Výpočet ohybového momentu v podélném nosníku:

$$Mo_{pol} = \frac{R_{pol} \cdot \frac{r_{dv}}{2} + \frac{Mo_{brbř}}{2}}{r_{dv}} \cdot \frac{r_{dv}}{2} = \frac{98523,35 \cdot \frac{4500 \cdot 10^{-3}}{2} + \frac{26151,5}{2}}{4500 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{4500 \cdot 10^{-3}}{2}$$

$$Mo_{pol} = 117376,6[Nm]$$

*Výpočet průřezového modulu navrhovaného podélného nosníku:*

Jako materiál navrhovaného podélného nosníku použijí ocel 11523.0, kde je dle [3] dovolená mez kluzu  $R_e = 355$  [MPa]. Pro stanovení dovoleného napětí použijí součinitel bezpečnosti  $k_s = 1,2$ . Součinitel bezpečnosti je relativně malý a to především z toho důvodu, že vznik bodového zatížení v nosnících je v podstatě nereálný z důvodu uložení břemene na podlahu (z 30 mm tlusté překližky a 5 mm tlustého plechu), která zatížení rozloží na větší plochu nosníku.

- *Stanovení dovoleného napětí:*

$$\sigma_{dpol} = \frac{R_e}{k_s} = \frac{355}{1,2} = 295,8 [\text{MPa}]$$

- *Stanovení průřezového modulu:*

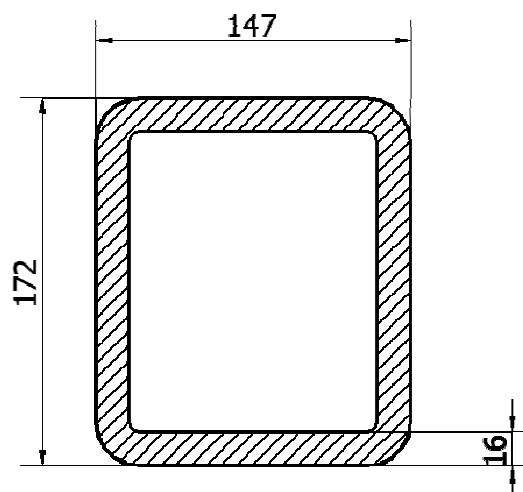
$$\sigma_{dpol} = \frac{M_{opol}}{W_{opol}} \Rightarrow W_{opol}$$

$$W_{opol} = \frac{M_{opol}}{\sigma_{dpol}} = \frac{117376,6 \cdot 10^3}{295,8} = 396766 [\text{mm}^3]$$

*Volba vhodného profilu:*

Podle vypočítaného průřezového modulu je z tabulek [3] zvolena trubka (Obr. 10.5) s nejbližší vyšší hodnotou průřezového modulu  $W_o = 419032,8$  [mm<sup>3</sup>].

**Volím trubku TR OBD 172 x 147 x 16 – 11523.0 – ČSN 42 5720.00.**



Obr. 10.5 – Profil podélného nosníku

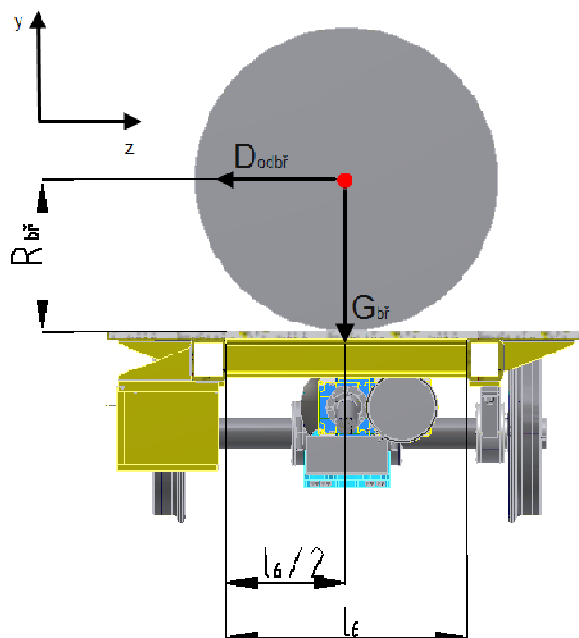
Výpočet skutečného napětí a bezpečnosti:

$$\sigma_{skpol} = \frac{Mo_{pol}}{W_o} = \frac{117376,6 \cdot 10^3}{419032,8} = 280 [MPa]$$

$$k_{skpol} = \frac{R_e}{\sigma_{skpol}} = \frac{355}{280} = 1,267$$

## 10.2 Návrh příčných nosníků rámu

Vzhledem k tomu, že vzdálenost mezi jednotlivými příčnými nosníky je velká, předpokládám, že účinky od vezeného břemena bude muset zachytit i jeden příčný nosník. Dále předpokládám, že maximální zatížení nastane za stejných podmínek jako při návrhu podélných nosníků (Obr. 10.6).



Obr. 10.6 – Síly působící na příčný nosník v rovině

Výpočet ohybového momentu v příčném nosníku:

$$Mo_{př} = \frac{G_{bř} \cdot \frac{l_6}{2} + D_{odbř} \cdot \frac{D_b}{2}}{l_6} \cdot \frac{l_6}{2} = \frac{196200 \cdot \frac{1014 \cdot 10^{-3}}{2} + 771,6 \cdot \frac{1274 \cdot 10^{-3}}{2}}{1014 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{1014 \cdot 10^{-3}}{2}$$

$$Mo_{př} = 49982,45 [Nm]$$

*Výpočet průřezového modulu navrhovaného podélného nosníku:*

Jako materiál navrhovaného příčného nosníku použijí ocel 11373.0, kde je dle [3] dovolená mez kluzu  $R_e = 235$  [MPa]. Pro stanovení dovoleného napětí použijí stejný součinitel bezpečnosti  $k_s = 1,2$  jako při návrhu podélného nosníku.

- *Stanovení dovoleného napětí:*

$$\sigma_{dpř} = \frac{R_e}{k_s} = \frac{235}{1,2} = 195,83 [\text{MPa}]$$

- *Stanovení průřezového modulu:*

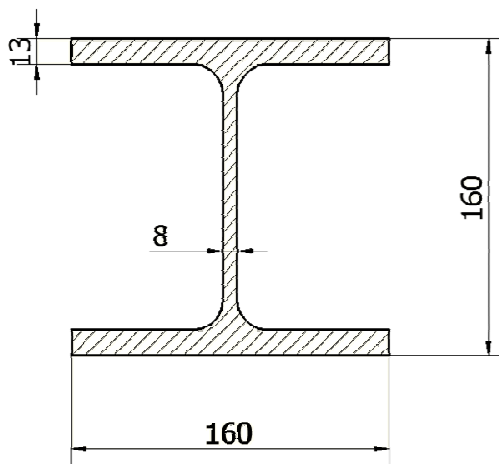
$$\sigma_{dpř} = \frac{M o_{př}}{W o_{př}} \Rightarrow W o_{pol}$$

$$W o_{pol} = \frac{M o_{př}}{\sigma_{dpř}} = \frac{49982,45}{195,83} = 255233,9 [\text{mm}^3]$$

*Volba vhodného profilu:*

Podle vypočítaného průřezového modulu je z tabulek [3] zvolena tyč (Obr. 10.7) s nejbližší vyšší hodnotou průřezového modulu  $W_o = 411000$  [mm<sup>3</sup>].

**Volím tyč HEB 160 – 11373.0 – ČSN 42 135.00.**



Obr. 10.7 – Profil podélného nosníku

*Výpočet skutečného napětí a bezpečnosti:*

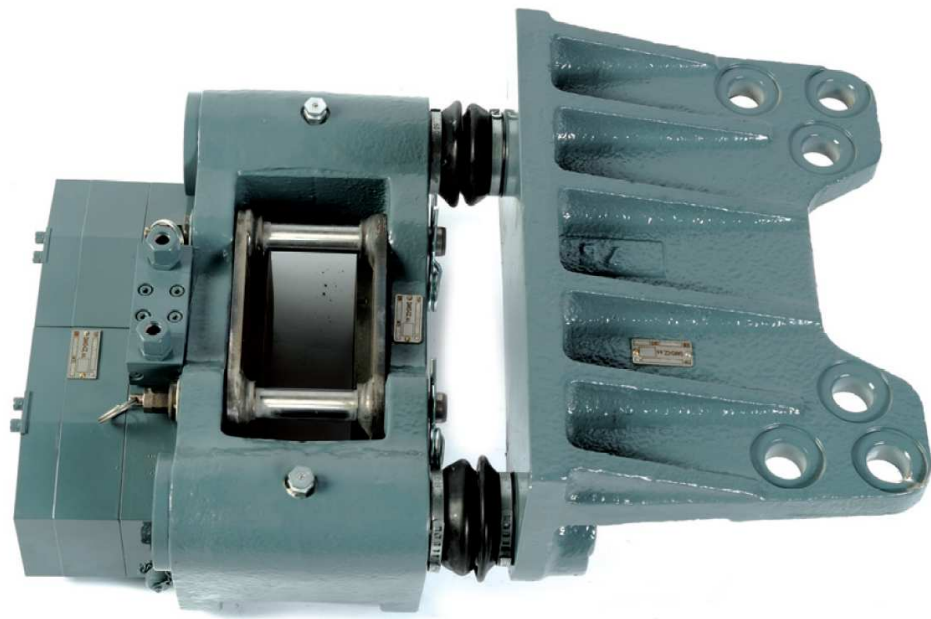
$$\sigma_{skpř} = \frac{M o_{př}}{W_o} = \frac{49982,45 \cdot 10^3}{411000} = 121,6 [\text{MPa}]$$

$$k_{skpř} = \frac{R_e}{\sigma_{skpř}} = \frac{235}{121,6} = 1,93$$

## 11 Návrh brzdového systému

Vzhledem k tomu, že se jedná o návrh brzdového systému pro akumulátorový vůz, nelze zde použít žádný z obvyklých brzdových systémů (hydraulické, pneumatické brzdy), ale bude nutno použít systém napájený z použitých baterií. Dále je nutno dosáhnout blokování pojezdu vozu při nepřípustných funkcích jako je nepřítomnost strojníka vozu nebo zastrčený nabíjecí kabel v zástrčce. Tohoto blokování je nutné dosáhnout za každých okolností a to i v případě ztráty napětí v napájecím systému od vybité baterie nebo porušením přívodního kabelu.

Ke splnění všech těchto podmínek je nejvhodnější použít střadačovou (pružinovou) kotoučovou brzdovou jednotku DAKO K.P.T. 001 (Obr. 11.1) [15], která je založena na principu přitlačování dvou čelistí v plovoucím třmenu pomocí dvou pružin. Tyto pružiny vyvíjí na kotouč brzdy sílu dostatečně velkou k tomu, aby bylo zajištěno zastavení vozu v dostatečně krátkém čase a v případě parkování byla zajištěna jeho stabilní poloha. Všechny tyto funkce jsou zajištěny i v případě přerušení napájení. K odblokování a proporcionálnímu ovládání brzdy slouží elektrohydraulický agregát DAKO K.P.T. 001 (Obr. 11.2) [15]. V něm je uložen elektromotor pohánějící hydraulické čerpadlo a sedlový proporcionální rozvaděč. Hydraulické čerpadlo přes hydraulickou kapalinu stlačuje pružiny a odlehčuje tak čelisti třmene. Zpětné uvolnění pružin (přitlačení čelistí) je zajištěno snížením tlaku v hydraulickém obvodu pomocí proporcionálního rozvaděče. Vše je ovládáno pomocí řídicí jednotky, která dostává povely od pákového ovladače umístěného na ovládací plošině vozu.



Obr. 11.1 – Brzdová jednotka DAKO K.P.T. 001 [15]



Obr. 11.2 – Agregát DAKO K.P.T. 001 [15]

Tab. 11.1 – Technické údaje brzdového systému [15]

	Označení	Hodnota	Jednotka
Pracovní tlak v hydraulickém obvodu	$p_{pr}$	až 12	[MPa]
Maximální brzdý krouticí moment	$M_{k_{max}}$	5200	[Nm]
Síla střadačů brzdové jednotky	$F_{stř}$	20000	[N]
Celkový zdvih střadačů jednotky	$v_c$	5	[mm]
Pracovní zdvih střadačů jednotky	$v_{pr}$	3	[mm]
Pracovní plocha brzdového obložení	$S_{pr}$	163	[cm <sup>2</sup> ]
Provozní teplota brzdového obložení	$t_{pr}$	100 ÷ 300	[°]
Průměr brzdového kotouče	$D_{kot}$	400	[mm]
Šířka brzdového kotouče	$B_{kot}$	60	[mm]

Vzhledem k tomu, že napájecí napětí agregátu DAKO K.P.T. 001 i řídicí jednotky je nastaveno na 24 [V], je nutné zařadit mezi akumulátor a agregát měnič napětí, ten jsem zvolil ze sortimentu firmy Curtis Instruments a jedná se o model CURTIS 1400E [13].

*Kinematika vozu při brzdění:*

Při výpočtu kinematiky vozu při brzdění počítám s takovými adhezními podmínkami, které zajistí, že kola nebudou při brzdění zablokována. Toho je již dosaženo při součiniteli tření mezi kolem a kolejnicí  $f=0,21$ .

Tab. 11.2 – Parametry potřebné pro řešení kinematiky vozu při zrychlení

	Označení	Hodnota	Jednotka
Rychlost vozu	$v$	5	[km/h]
Zpomalení vozu	$a_{br}$	2,0527	[m·s <sup>-2</sup> ]

*Výpočet doby do zastavení vozu:*

$$v = a_{br} \cdot t_{br} \Rightarrow t_{br}$$

$$t_{br} = \frac{v}{a_{br} \cdot 3,6} = \frac{5}{2,0527 \cdot 3,6} = 0,67[s]$$

*Výpočet brzdné dráhy:*

$$s_{br} = \frac{1}{2} \cdot a_{br} \cdot t_{br}^2 = \frac{1}{2} \cdot 2,0527 \cdot 0,67^2 = 0,46[m]$$

Brzdná dráha je dostatečně krátká pro bezpečné zastavení vozu, navržený brzdový systém je tedy dostatečně dimenzovaný a **VYHOVUJE**.



## 12 Závěr

Zpracováním této diplomové práce bylo provedeno seznámení s problematikou řešení akumulátorových plošinových vozů, jejichž pohon je zajištěn elektromotorem přes vhodnou regulaci umožňující rekuperaci energie při brzdění. Pro řešení vozu byly zadány tyto parametry: maximální zatížení (hmotnost břemene)  $Q$ , rychlost pojezdu  $v$ , šířka ložné plochy  $s$  a délka ložné plochy  $l$ . Tyto a další hodnoty byly využity nejen pro návrh samotného pohonu plošinového akumulátorového vozu, ale i k řešení konstrukce rámu a návrhu brzdného systému. Návrh pohonu jsem začal volbou vhodného dvojkolí, kde po dohodě se zadavatelem diplomové práce byla zvolena dvojkolí v současné době používaná na univerzálních motorových vozících MUV 69. Součástí návrhu dvojkolí byla i kontrola nápravy zvoleného dvojkolí na únavový lom provedená dle Thuma, při které se zjistilo, že bezpečnost vůči mezi únavy je pro dané použití dostatečně vysoká. Dále bylo nutné zkontrolovat životnost ložisek ZKL 23222 dodávaných ke dvojkolí, přičemž bylo zjištěno, že pro dané podmínky je jejich velikost dostatečně vysoká. Poté jsem mohl přistoupit k návrhu vhodného typu elektromotoru. Po zvážení všech požadavků kladených v současné době na elektromotory a potřebného výkonu na dvojkolí při rozjezdu jsem zvolil asynchronní elektromotoru DKIF 112-20.4 od firmy ESPO s.r.o. Součástí tohoto elektromotoru by měl být i snímač otáček, který bude posílat signál o otáčkách do zvolené regulace. Jmenovité hodnoty motoru jsem využil k určení požadovaného typu mezinápravové převodovky tak, aby bylo dosaženo požadovaného krouticího momentu a převodového poměru pro dosažení požadované rychlosti pojezdu. Z vypočtených hodnot jsem zvolil paralelní, plochou převodovku Z F 125 B 16 132 B3 H50 od firmy MOTOR – GEAR a.s. Pro spojení mezinápravové převodovky s převodovkami dvojkolí byly navrženy dva kardanové hřídele standardizované řady 63 s maximálním přenositelným momentem  $M_{dG} = 6200 \text{ Nm}$  od firmy ML – TUNING s.r.o. Podle parametrů zvoleného elektromotoru byla dále zvolena trakční baterie. Ta je složená z 24 olověných článků typu 5 PzS 300 řady Energy plus od firmy Fiamm Motive Power s kapacitou 300 Ah. Pro prodloužení intervalů údržby byl bateriový systém doplněn o systém AQUALEVEL zajišťující centrální doplňování vody do olověných článků. Poslední součástí návrhu pohonu je zvolení vhodného typu regulace. Pro navrhovaný motor jsem zvolil regulaci od firmy CURTIS, model 1234 – 527. Tato regulace mění stejnosměrný proud na střídavý, kterým je motor napájen, otáčky jsou měněny změnou frekvence proudu. Změna frekvence je provedena na základě příkazů od pákových ovladačů firmy Spohn – Burkhardt umístěných na ovládací plošině. V závěru práce jsem navrhoval rám celého vozu a brzdný systém K.P.T 001 dodávaný firmou DAKO CZ.

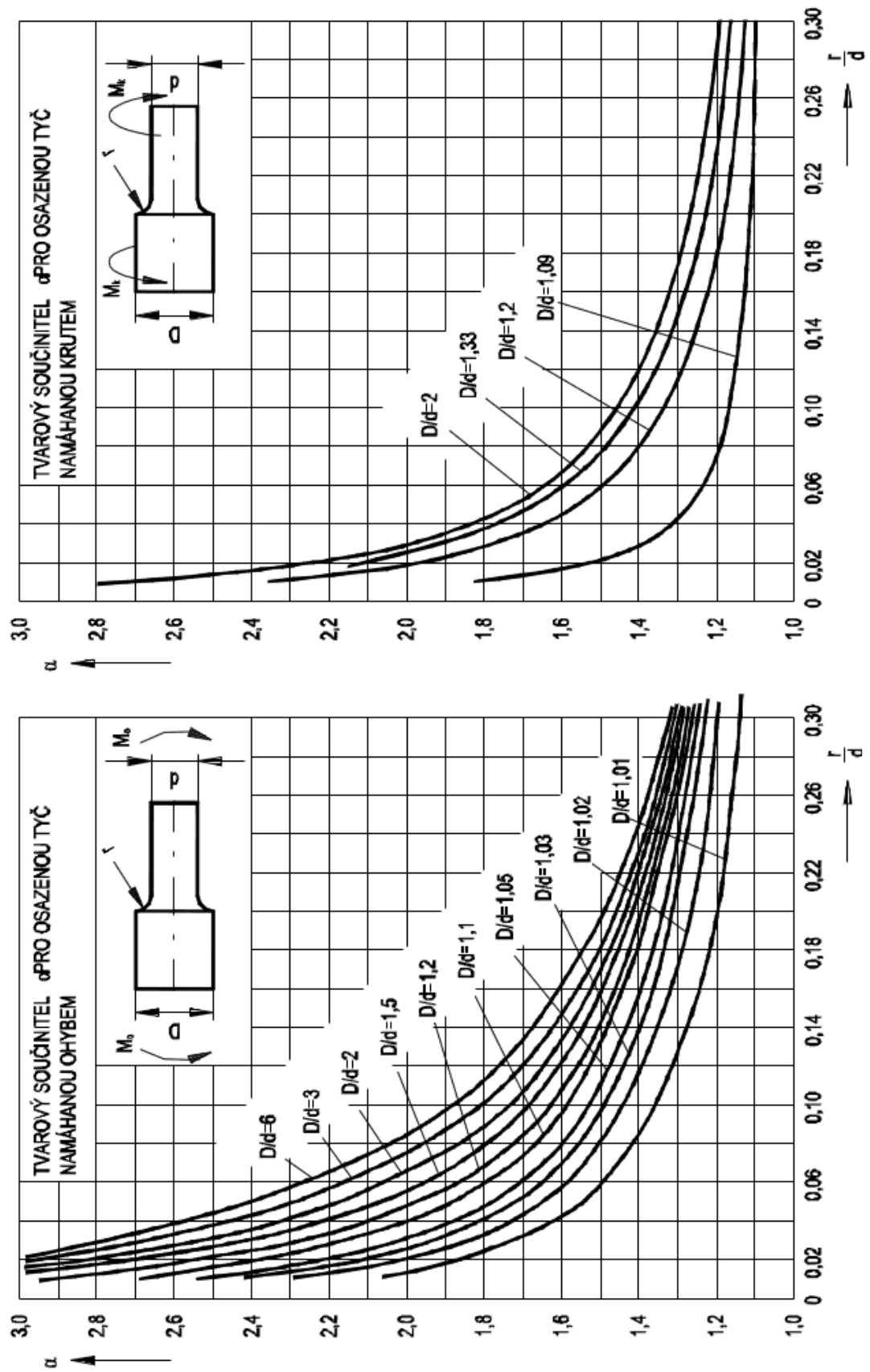
### 13 Seznam použitých pramenů

- [1] LEINVEBER, J; VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Druhé, doplněné vydání. Úvaly: ALBRA - pedagog. nakl., 2005. 908 s. ISBN 80-7361-011-6.
- [2] DRASTÍK, F, et al. *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu*. Druhé doplněné vydání. Ostrava: MONTANEX, 1999. 727 s. ISBN 80-85780-95-X.
- [3] KŘÍŽ, R; TRČKA, J. *Tabulky materiálů pro strojírenství: I. část - kovové materiály - železné kovy*. Ostrava: MONTANEX, 1999. 350 s. ISBN 80-85780-92-5.
- [4] KALÁB, K. *Konstrukční návrh spojů hřídelů s náboji* [elektronická vysokoškolská příručka]. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2003.
- [5] HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů* [elektronická vysokoškolská příručka]. Ostrava: VŠB - TU Ostrava, 2007.
- [6] KOPÁČEK, J. *Pohony a převody*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2000. 221 s. ISBN 80-7078-806-2.
- [7] ZKL, a.s. *Katalog ložisek (dvouřadá soudečková ložiska)* [on-line]. 2010 [cit. 2010-05-10]. Dostupné z <<http://www.zkl.cz/cs/cat/drsrb/23222cw33j>>.
- [8] ZKL, a.s. *Základní výpočty ložisek* [on-line]. 2010 [cit. 2010-05-10]. Dostupné z <<http://www.zkl.cz/cs/pro-konstruktery/1-zakladni-vypocty>>.
- [9] ESPO s.r.o. *Elektromotory napájené z baterií (řada DK – asynchronní motory)* [on-line]. 2010 [cit. 2010-05-10]. Dostupné z <[http://www.esporoznov.cz/html\\_cz/rady/dk.htm](http://www.esporoznov.cz/html_cz/rady/dk.htm)>.
- [10] MOTOR-GEAR a.s. *Katalog převodovek (Paralelní, ploché převodovky)* [on-line]. 2010 [cit. 2010-05-10]. Dostupné z <<http://www.motorgear.cz/prevodovky-patralelni-za-zf>>.
- [11] ML-TUNING s.r.o. *Výrobce kardanů a nábojů* [on-line]. 2010 [cit. 2010-05-10]. Dostupné z <[http://www.kardany.cz/kardany/kardanove\\_hridele\\_s\\_vyrovnanim\\_delky](http://www.kardany.cz/kardany/kardanove_hridele_s_vyrovnanim_delky)>.
- [12] fgFORTE s.r.o. *Trakční baterie* [on-line]. 2010 [cit. 2010-05-10]. Dostupné z <<http://www.fg-forte.cz>>.
- [13] Curtis Instruments Ltd. *Regulace pohonů a příslušenství* [on-line]. 2010 [cit. 2010-05-10]. Dostupné z <<http://curtisinstruments.com>>.
- [14] ELEKTROPOHONY s.r.o. *Pákové ovladače* [on-line]. 2010 [cit. 2010-05-10]. PDF formát. Dostupné z <[http://www.epo.cz/index.php?option=com\\_docman&task=doc\\_download&gid=205&Itemid=49](http://www.epo.cz/index.php?option=com_docman&task=doc_download&gid=205&Itemid=49)>.
- [15] DAKO-CZ, a.s. *Brzdová soustava tramvají* [on-line]. 2010 [cit. 2010-05-10]. PDF formát. Dostupné z <<http://www.dako-cz.cz/cs/tramvaje.aspx>>.
- [16] PARAMO, a.s. *Plastická maziva* [on-line]. 2010 [cit. 2010-05-10]. Dostupné z <<http://eshop.paramo.cz/produkty/KatalogovyList.aspx?kodproduktu=V591206>>

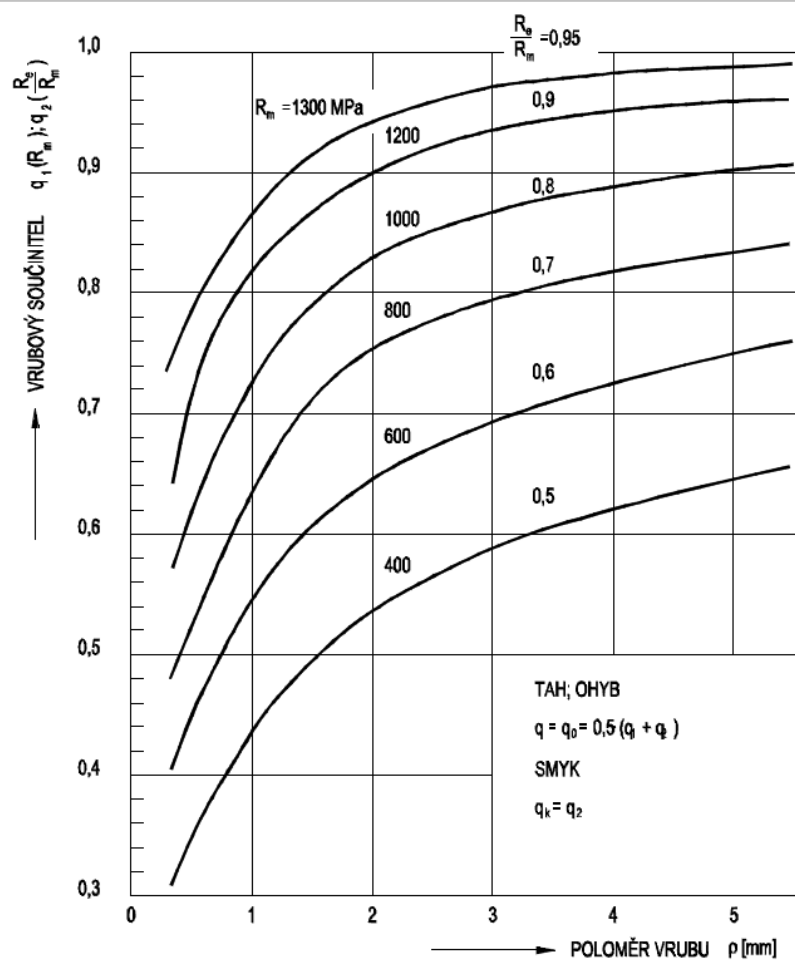
## **Přílohy**

Příloha A (součinitele pro kontrolu na únavový lomem) .....	I
Příloha B (parametry pro kontrolu ložisek) .....	IV

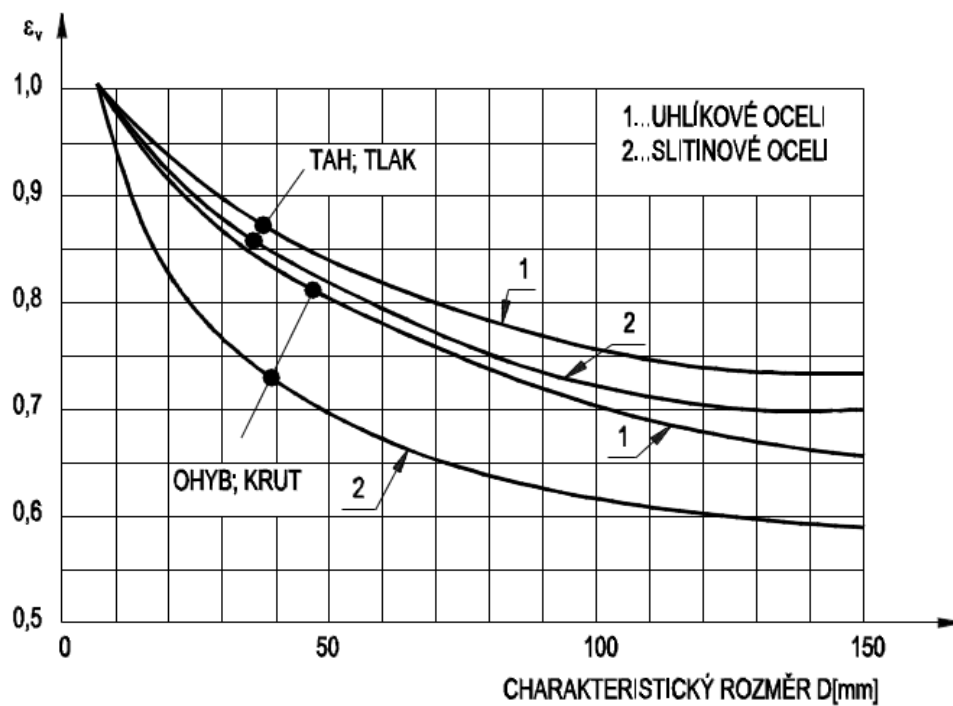
Příloha A



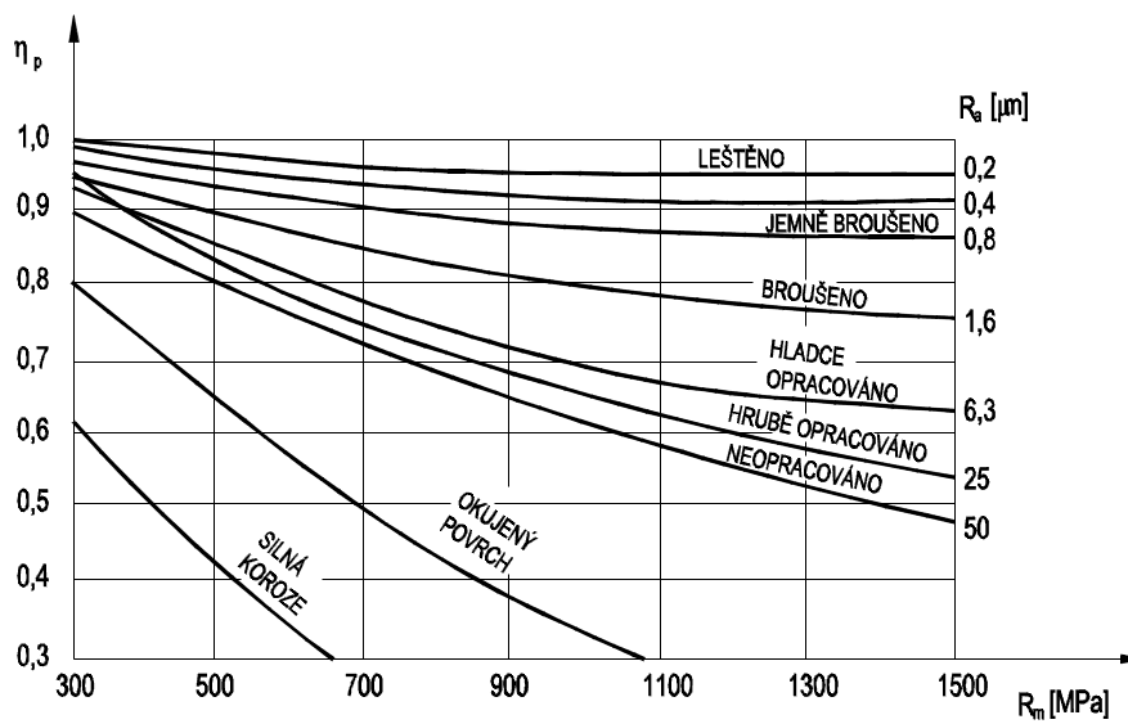
Tvarové součinitele pro různé druhy namáhání



Součinitel vrubové citlivosti

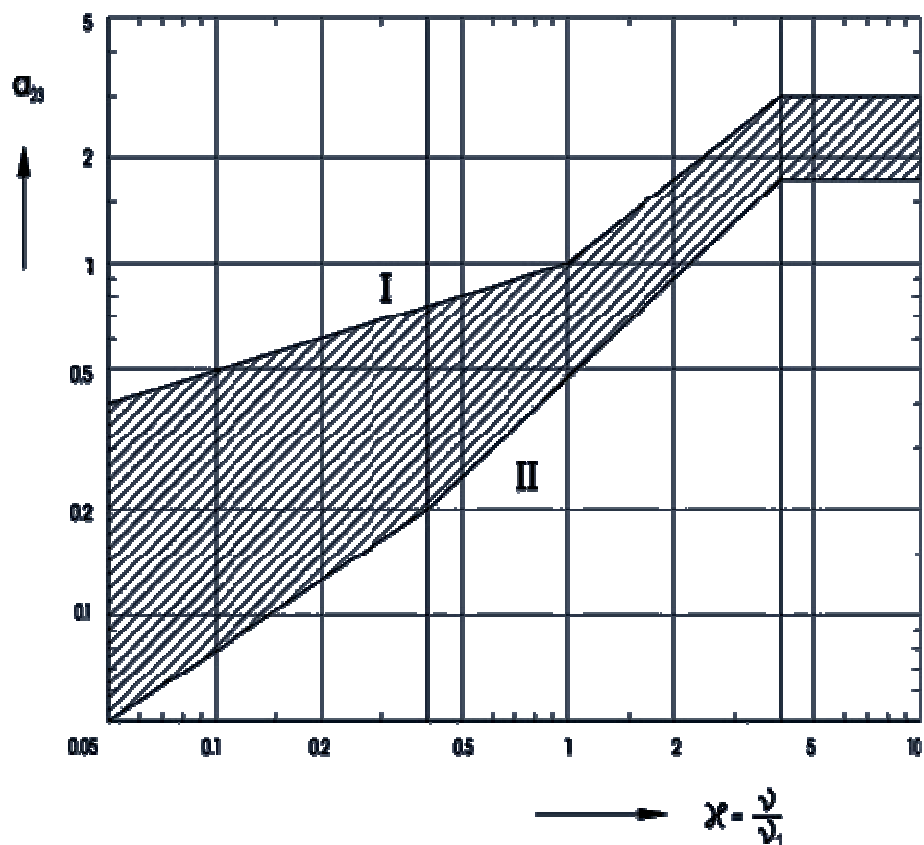


Součinitel velikosti

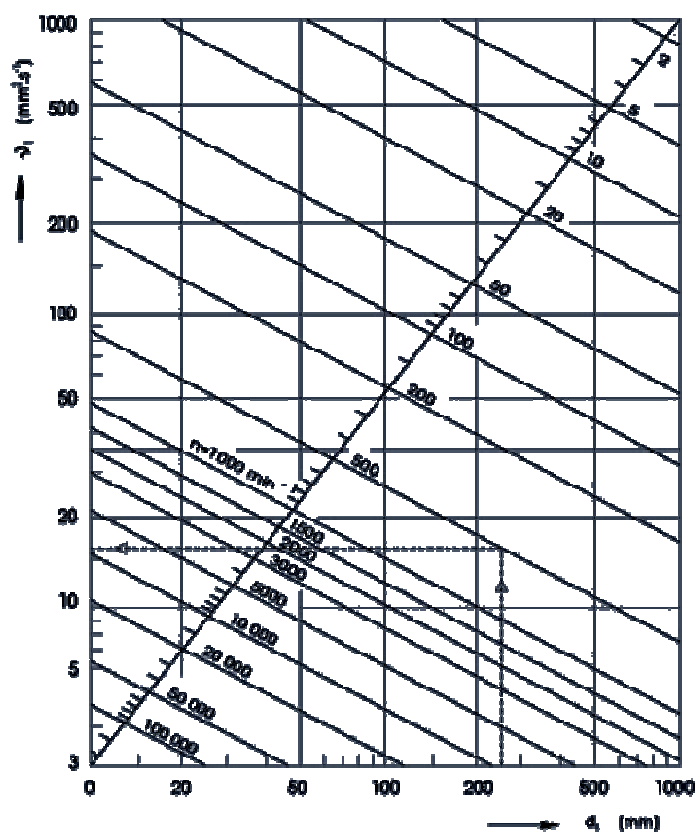


Součinitel jakosti povrchu

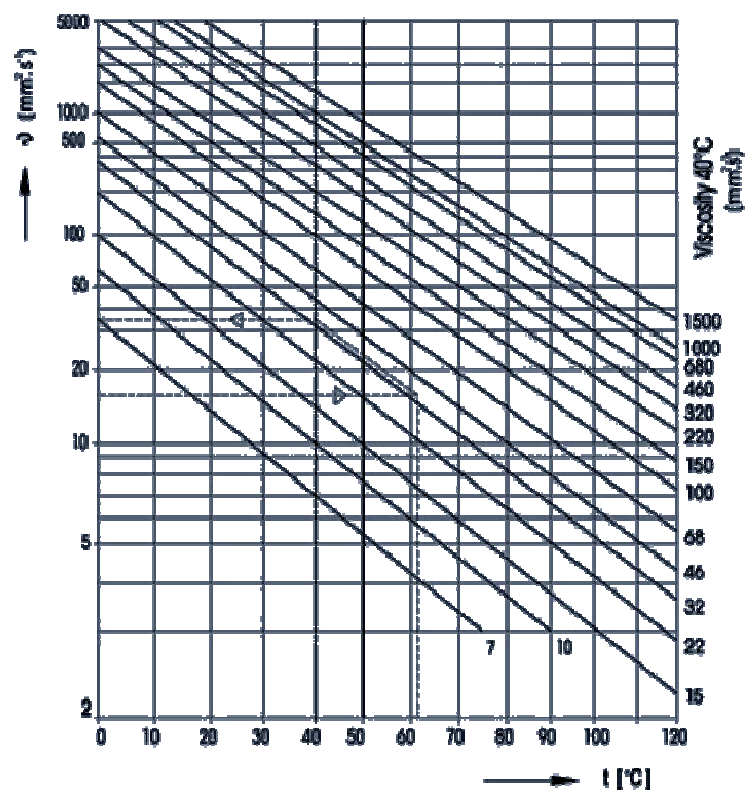
Příloha B



Závislost koeficientu  $a_{23}$  na viskozním poměru  $\kappa$



Graf závislosti minimální viskozity, otáček a průměru vnitřního kroužku



Závislost viskozity na teplotě